

YAMAHA MOTOR

ヤマハ技術会 技報

TECHNICAL REPORTS

No.12



1991-9

雲海と夜明け

自然の成せる術には、私達人間の力が到底及ばないものがあります。しかも、そのシーンは刻一刻と表情を変え、一瞬たりとも同じ顔を見せる事はありません。世の中とて同じです。常に動きのある中でまるで時計が止まってしまったような、そしてその感覚がスローモーションのように甦ることがあります。はるか雲海の彼方から昇る太陽は眩しく、アイデアの誕生にも似ています。



ロータリー式手押し芝刈り機42cmクラス
(36頁の本文参照)



体感振動計測システムを活用して開発されたSRX600
(19頁の本文参照)



ニューコンセプトボート「RJP BOAT」
(51頁の本文参照)



ニューコンセプトボート「RJP BOAT」
(51頁の本文参照)

目次

二輪車安心感の実験解析

技術論文

1. 二輪車安心感の実験解析	大富部寿一	
	長谷川 晃	1
2. パルスYAGレーザによる軽量化排気チャンバーの 低歪溶接組立	高橋 尚久	
	田中 泰夫	11
3. 二輪車における体感振動計測システムとその適用	田中十四夫	
	古沢 政生	19
4. 2サイクル火花点火機関の吸気サイレンサー開発	大谷 弘昭	
	岡崎 正喜	26

製品紹介

1. ロータリー式手押し芝刈機42cmクラス	見米 清隆	
	樋口 稔	
	小栗 清彦	36
2. RJPとニューコンセプトボート(RJP BOAT)の紹介	小林 昇	51

特別寄稿

切粉細分化による品質・生産性向上	杉浦 三夫	60
------------------	-------	----

INDEX

TECHICAL REPORTS

1. Experimental Analysis of Sense of Stability in Motorcycle
J. Otombe
A. Hasegawa 1
2. Development of Lightened Chamber to Decrease the Weld
Distortion by the Pulsed Y.A.G Laser Welding
N. Takahashi
Y. Tanaka 11
3. Measurement System for Motorcycle Rider Vibration
Perception and Its Application
T. Tanaka
M. Furusawa 19
4. Development of Intake Silencer for 2-stroke Spark
Ignition Engine
H. Ohtani
M. Okazaki 26

NEW PRODUCTS

1. Push type Rotary Mower (42cm class)
K. Mikome
M. Higuchi
K. Oguri 36
2. Introduction of R.J.P and New Concept Boat (RJP BOAT)
N. Kobayashi 51

GUEST FORUM

Improvement of Quality and Productivity by Fining Chips

M. Sugiura 60

二輪車安心感の実験解析

Experimental Analysis of Sense of Stability in Motorcycle

大富部 寿一*

Juichi Otombe

長谷川 晃**

Akira Hasegawa

要　　旨

乗物の基本走行特性として、①走る ②曲がる ③止まる の3要素がある。ライダーが、これらの動作を容易におこなうことができる走行感覚として『安心感』があげられる。本報告では、乗物の中でもライダーの影響度の大きなM／Cを対象として、先程述べた①走る動作のうち直進走行に関して、ライダーの感じる『安心感』が走行中得られる車両の物理特性（計測値）とどの様に対応するのかを、実験解析をおこない検討した。

評価方法は、社内エキスパートライダーによる評価テスト。計測方法は、上述ライダーによる走行中の過渡応答テストで、両者の関係を実験データより求めた。その結果、ライダーの直進走行時における安心感と対応する物理特性として、伝達関数（ハンドル入力に対する車両挙動出力）があげられることが判った。その中でも操舵トルクに対する車体ヨーレイトのゲイン、減衰比が良く対応するという結果が得られた。

なお、本件は 1991VDI大会への投稿論文である。

Abstract

A vehicle in a running condition is essentially characterized of the three elements: (1) running, (2) cornering, and (3) stopping. Among the riding sensations which contribute to the rider's ease of performing these elements is a "sense of stability." This paper concerns a motorcycle which can be more easily subjected to the rider's behavior, and an experimental analysis was made to study how the rider's "sense of stability" can relate to the response characteristics of the operating motorcycle running especially in a straight line in connection with the first of the above elements. As a result, it has been found that a transfer function (motorcycle behavior/handlebar input) is among the physical characteristics corresponding to the sense of stability that the rider feels while he is running the motorcycle in a straight line. Especially, it has become clear that the gain and damping ratio of the yaw rate to the steer torque have a better corresponding effect.

1. は じ め に

ライダーがM／Cに乗車中感じるフィーリング

のうちで、最も基本的な感覚の一つとして、『安心感』が挙げられる。これは、走行時に路面からの外乱や空気抵抗などによって生ずる、M／Cのわずかな挙動変化に対してライダーが得る感覚の1つである。

* MC事業本部 第2開発部

** 技術本部 技術管理部

またM/Cが走行中、ライダーが安心感を得るための情報として、以下の二つが考えられる。

乗車中、身体に受ける感覚（体感振動、視覚、聴覚、触覚、……）、今までにライダーが得てきた様々な経験（接地感のある状態、……）、以上のそれぞれは、ライダー間で個人差があり、又同じライダーでも体調や精神状態の違いによってその評価が異なってくることが知られている。この様な人間の主観評価を量量化する事（客観評価）は、非常に難しく、あまり手がつけられていないのが現状である。

今回、我々はこの安心感と対応する代用特性を

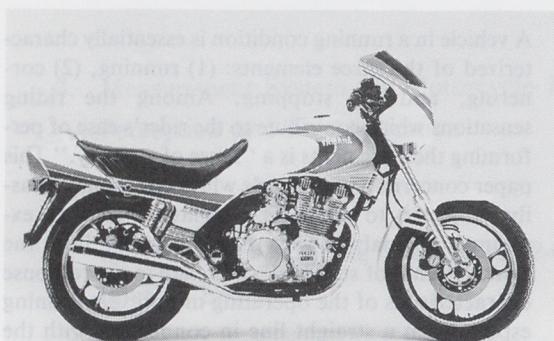
実験解析より求めて、安心感のあるM/Cの運動特性に関する検討を行ない、明らかとなつたいくつかの結果について報告する。

2. 実験の方法

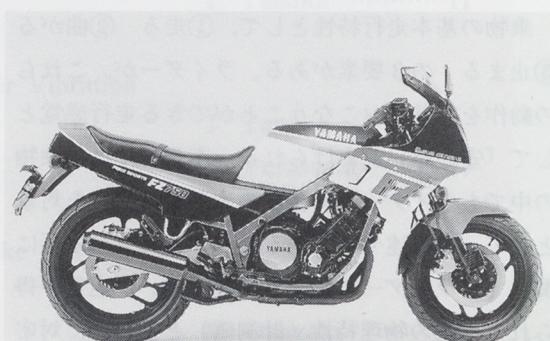
2.1 テスト車

使用したテスト車は、大型で似たようなライディングポジションの4種類の市販二輪車である。

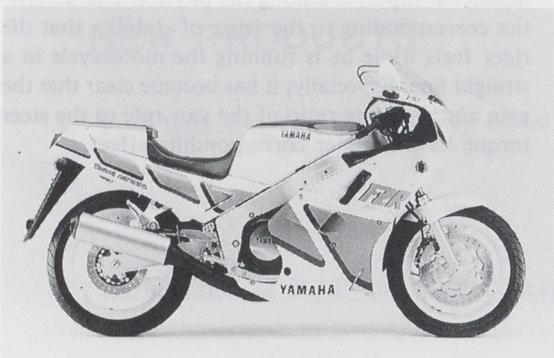
M/Cの写真および主要諸元を、図1、表1に示す。



テスト車両 A



テスト車両 B



テスト車両 C



テスト車両 D

図1 テスト車両

2.2 テストライダー

1. “はじめに”で述べたように、ライダーの感覚には個人差がある。また、計測値もライダーによって異なる。そこで、今回はM/Cに乗りなれ

た社内エキスパートライダーがテストを行なった。

2.3 テスト方法

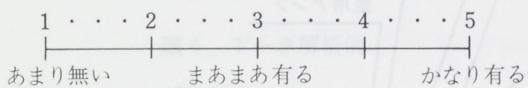
2.3.1 フィーリング評価法

表1 テスト車両の諸元

	テスト車両 A	テスト車両 B	テスト車両 C	テスト車両 D
車両重量	kgf	242	232	229
前輪分担荷重	kgf	113	115	116
ホイールベース	mm	1480	1485	1470
タイヤサイズ(フロント) (リヤ)		100/90V-18 120/80R-16	120/80R-18 130/80R-18	120/70VR17 160/60VR18
キャスター	deg	27.0	25.5	25.3
トレール	mm	114	94	100
排気量	cm ³	853	749	989

定速走行時における、安心感の絶対評価をテストコースで、以下のように行った。

・絶対評価



・車速 (km/h) = 120, 140, 160, 180 (+ 3 km/h)

2.3.2 計測テスト方法

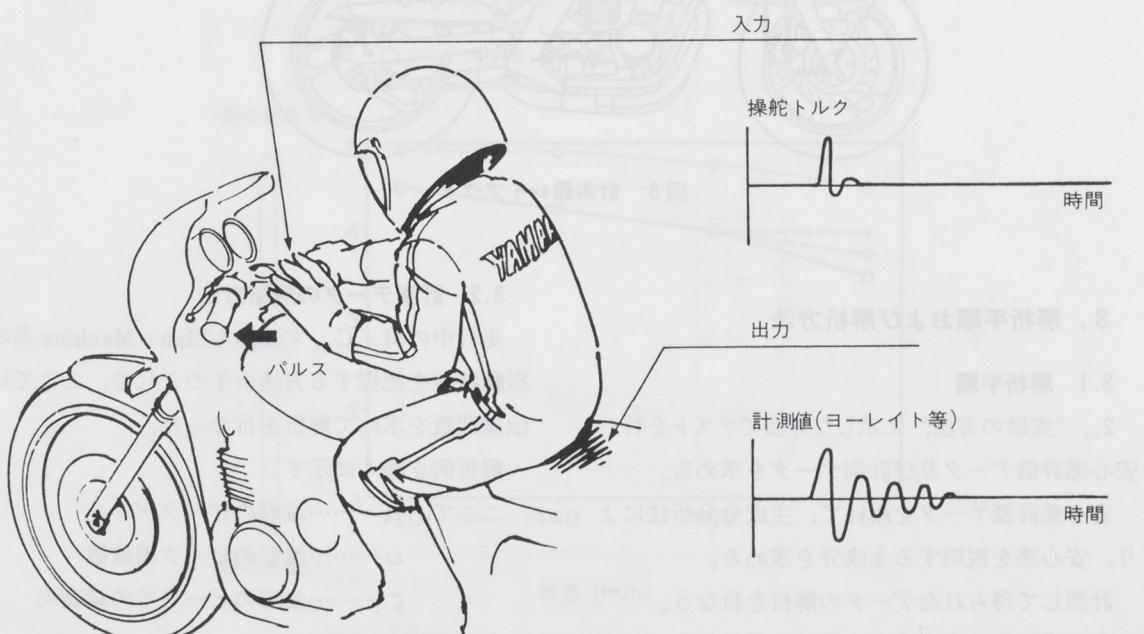
走行中の Man-Machine 系としての振動特性を計測する方法として用いられている、パルス法に

て計測した。

パルス法とは、図2に示すように、定常直進走行中にライダーがハンドル端にパルス状の外乱を入力し、その応答を求める方法である。

車速は2.3.1と同様である。

当然のことではあるが、2.3.1と2.3.2は別に行なう。



2.3.3 計測項目

M/Cの計測項目を表2に示す。

計測機器、センサーを車載した状態を図3に示す。

表2 計測用センサーと計測項目

センサー	計測項目
操舵トルク計	操舵トルク
レートジャイロ	ヨーレイト ロールレイト
加速度計	フロントホイルシャフト横加速度 ハンドルクラウン横加速度 リヤホイルシャフト横加速度 車体フレーム横加速度

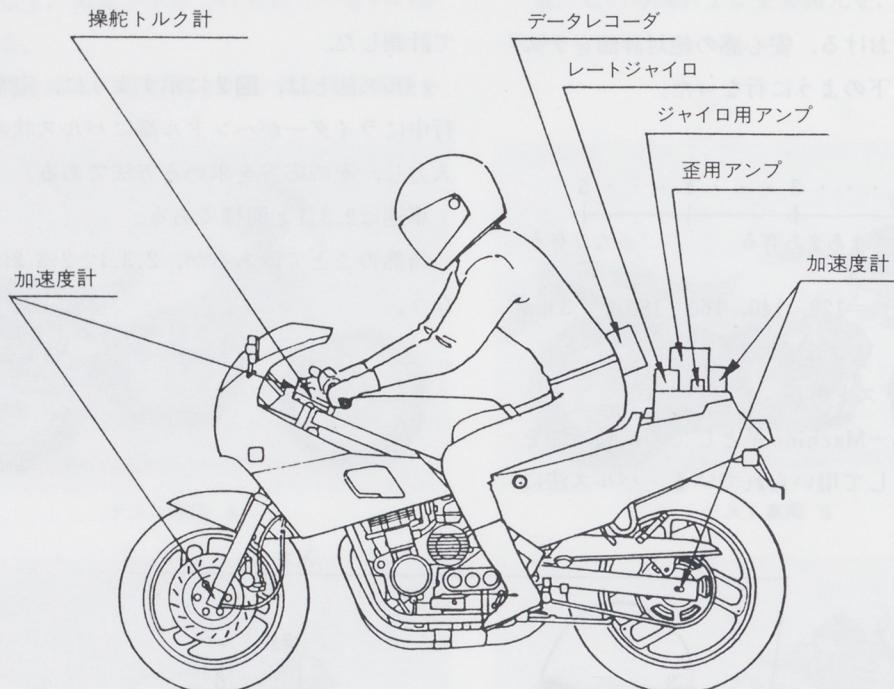


図3 計測器レイアウト

3. 解析手順および解析方法

3.1 解析手順

2. “実験の方法”に示した方法でテストを行い、
安心感評価データ及び計測データを求める。

安心感評価データを用いて、主成分分析法によ
り、安心感を説明する主成分を求める。

計測して得られたデータの解析を行なう。

安心感評価結果とデータ解析結果の対応づけを
行なう。

3.2 計測データの解析方法

走行中のM/C、すなわちMan-Machine系の
振動特性を把握する方法の1つとして、ここでは
伝達関数を求めて解析を行なった。

解析例を図4に示す。

ここで、
 H …………波形のピークゲイン
 ω …………波形のピーク周波数
 ζ …………波形のピークでの減衰比
 をあらわす。

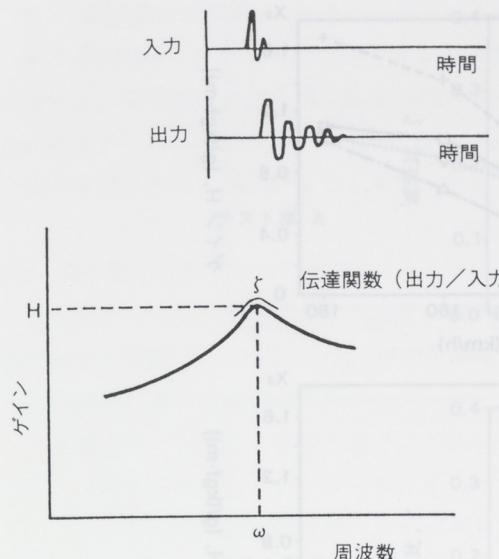


図4 データ解析例

4. 実験結果および考察

4.1 安心感評価結果

安心感評価の結果を図5に示す。

どのM/Cも車速が増すと、評価は下がる傾向である。モデルにより、その傾きに差がある。

4.2 計測データ解析結果

計測データの解析結果を図6, 7, 8に示す。

図6は、パルス法によって得られた伝達関数のゲインHの結果である。各車、車速の増加とともにHは大きくなる傾向である。

図7は、伝達関数の減衰比ζの結果である。各車、車速の増加とともにζは小さくなる傾向である。

図8は、伝達関数の減衰固有周波数ωの結果である。各車、車速の増加とともにωは大きくなる傾向である。

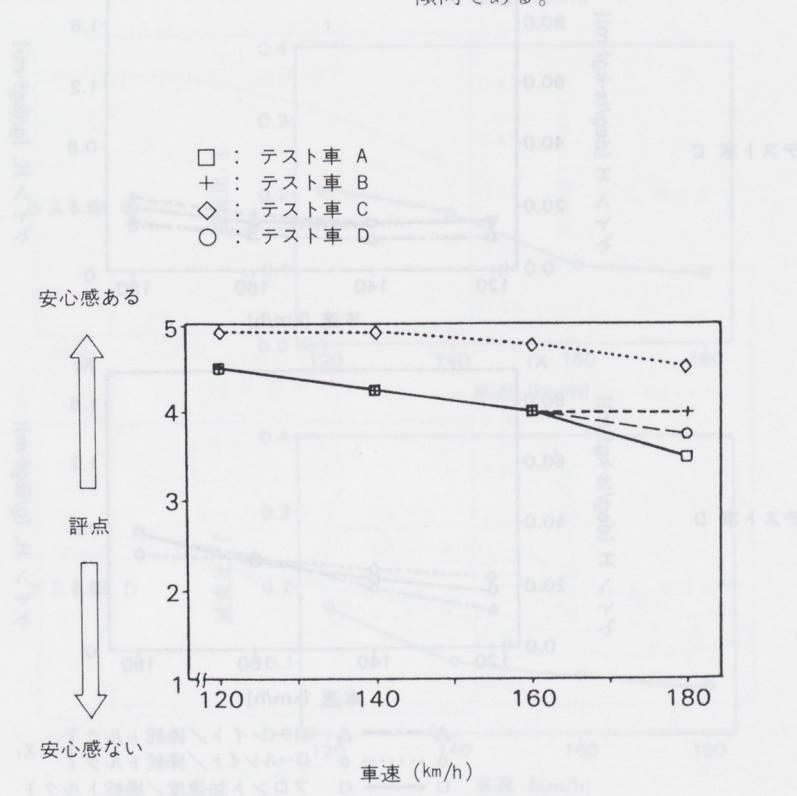


図5 安心感評点

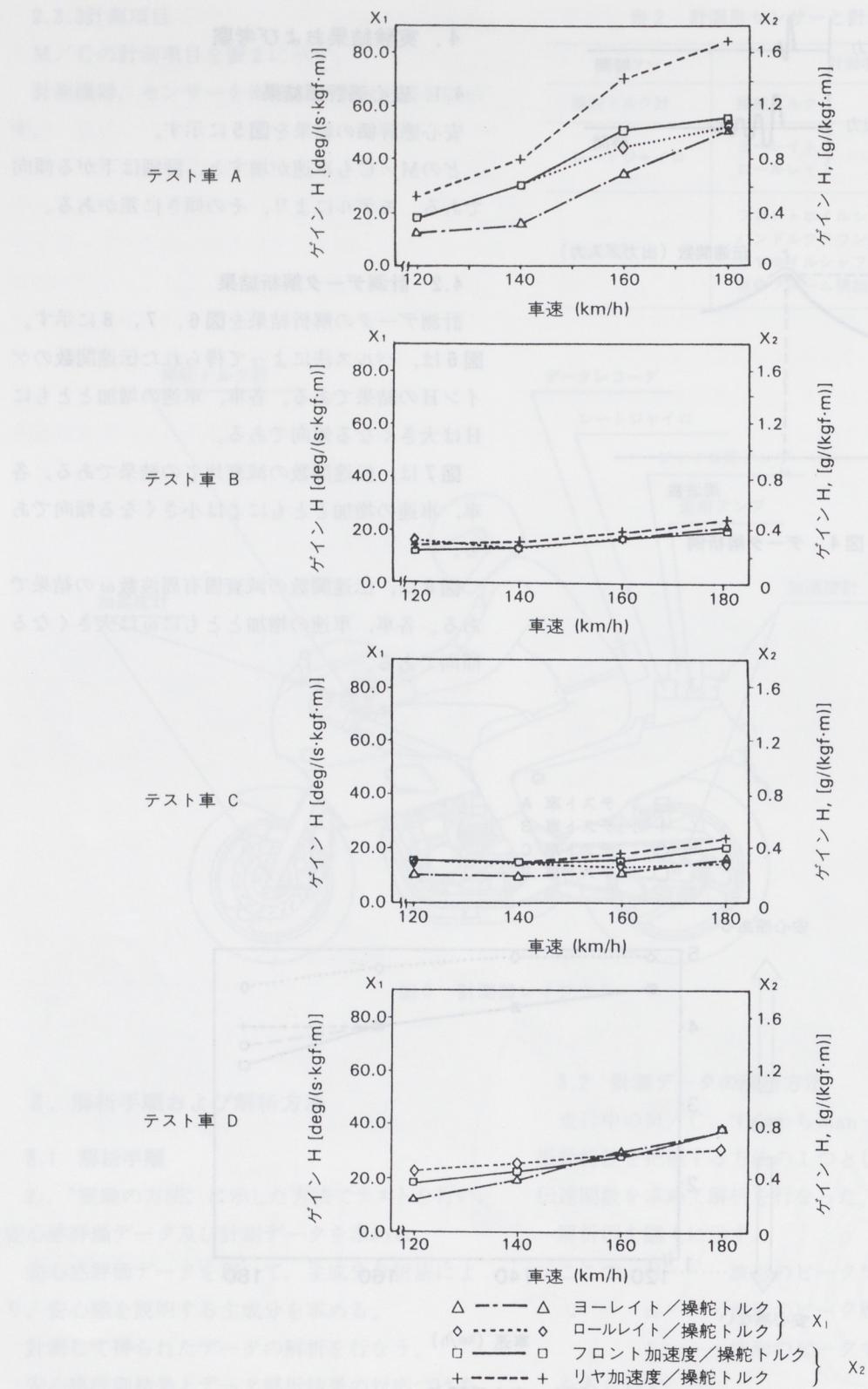


図 6 伝達関数ゲイン

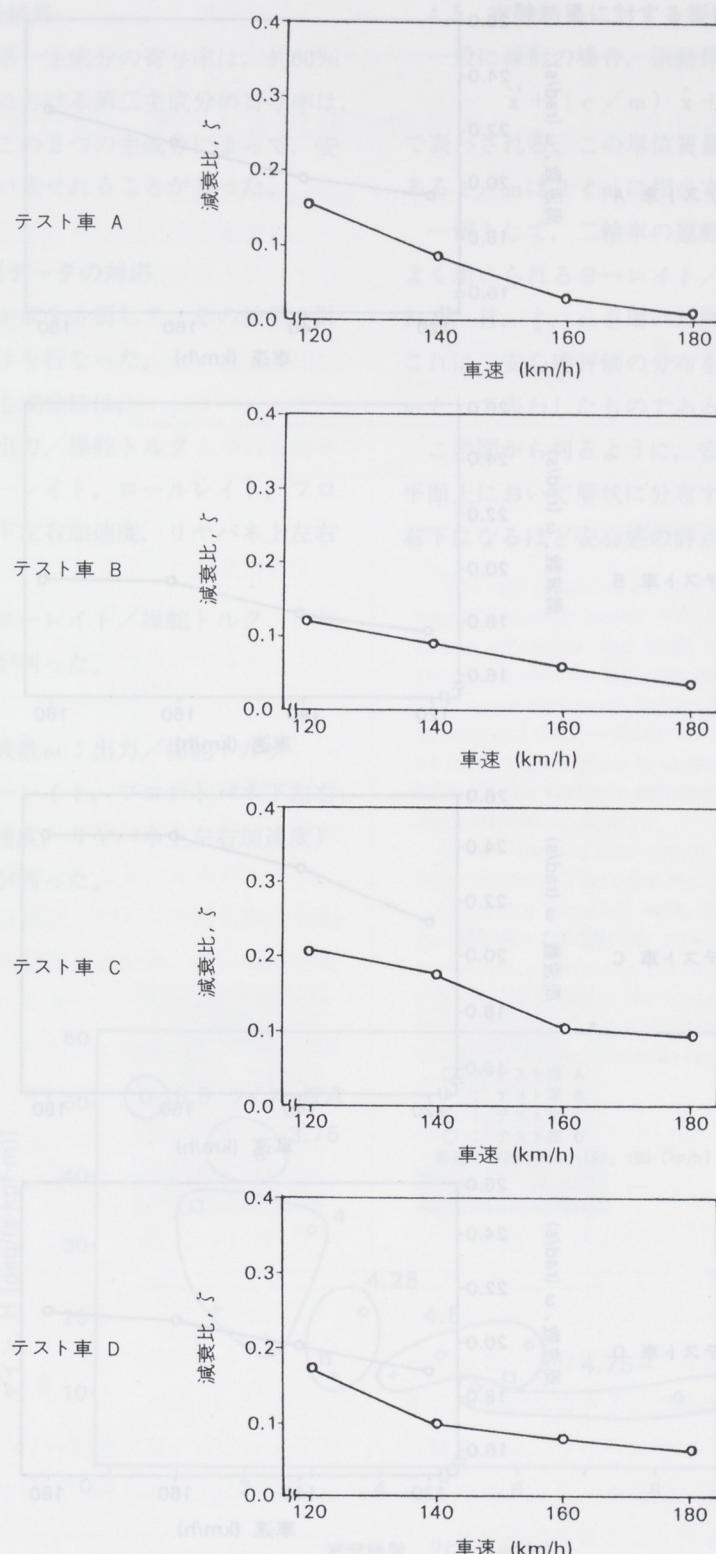


図7 伝達関数の減衰比

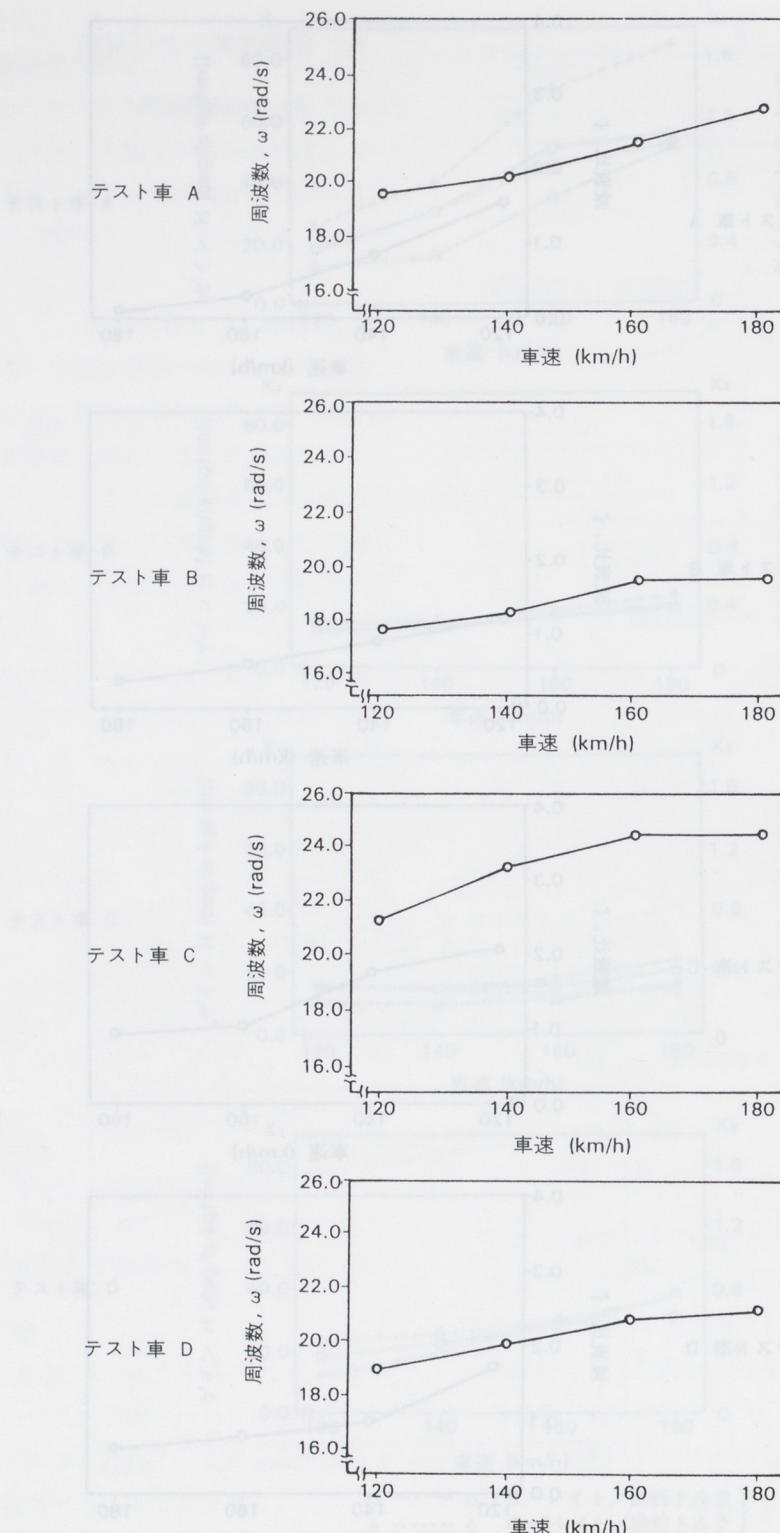


図 8 伝達関数の周波数

4.3 主成分分析結果

安心感における第一主成分の寄与率は、約60%であった。安心感における第二主成分の寄与率は、約30%であった。この2つの主成分によって、安心感はほぼ9割言い表せれることが判った。

4.4 安心感と計測データの対応

安心感データを主成分分析して、その結果と計測データの対応づけを行なった。

その結果、第一主成分には、

*減衰比 ζ ：出力／操舵トルク

（出力：ヨーレイト、ロールレイト、フロントバネ下左右加速度、リヤバネ上左右加速度）

*ゲイン H：ヨーレイト／操舵トルク

が対応することが判った。

第二主成分には、

*減衰固有周波数 ω ：出力／操舵トルク

（出力：ヨーレイト、フロントバネ下左右加速度、リヤバネ上左右加速度）

が対応することが判った。

4.5 実験結果に対する振動論からの考察

一般に線形の場合、振動体の運動方程式は

$$\ddot{x} + (c/m)\dot{x} + k/m x = 0$$

で表わされる。この単位質量あたりの減衰係数である c/m は $2\zeta\omega$ に相当する。

一例として、二輪車の運動特性を議論するによく用いられるヨーレイト／操舵トルクから得られる、 H 、 ζ 、 ω を用いた解析結果を図9に示す。これは、安心感評価の分布を、縦軸 H 、横軸 $2\zeta\omega$ として表わしたものである。

この図から判るように、安心感の各評点はこの平面上において層状に分布する。この図において、右下になるほど安心感の評点は良い傾向である。

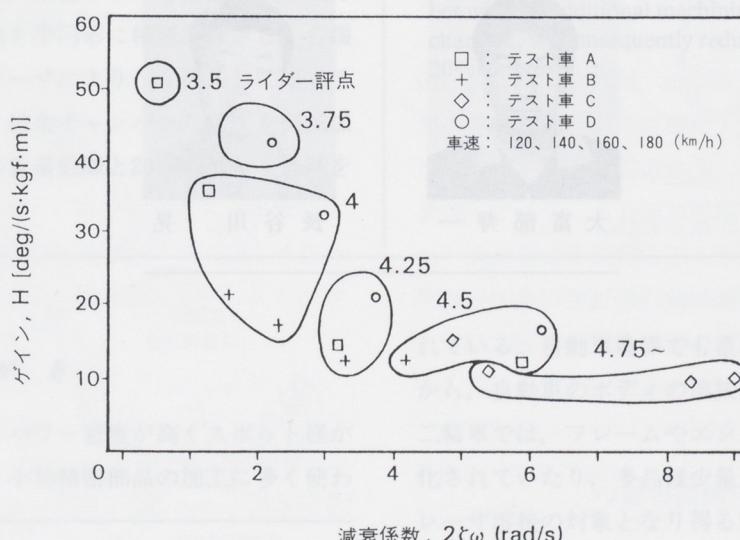


図9 伝達関数(ヨーレイト／操舵トルク)の解析例

5. まとめ

以上述べた結果は、

- ・定速直進走行時における安心感
- ・路面は、限定されたテストコース
- ・限られたテスト車両

という条件のもとで、エキスパートライダーによるテストより得られたものであるが、以下の事が言える。

安心感の代用特性としては、

- ・伝達関数「出力／操舵トルク」の減衰比
(出力：ヨーレイト、ロールレイト、フロントバネ下の左右加速度、リヤバネ上の左右加速度)

・伝達関数「ヨーレイト／操舵トルク」のゲインH

- ・伝達関数「出力／操舵トルク」の減衰固有周波数 ω
(出力：ヨーレイト、フロントバネ下の左右加速度、リヤバネ上の左右加速度)

などが考えられる。

しかし、今回得られた結果は先にも述べたように限定された条件下のものであり、より広範な条件下においては、安心感に寄与する特性値は多種多様存在すると思われる。

■著者■



大富部寿一



長谷川晃

技術論文

パルスYAGレーザによる軽量化排気チャンバーの低歪溶接組立

Development of Lightened Chamber to Decrease the Weld Distortion by the Pulsed YAG Laser Welding

高橋尚久* 田中泰夫**
Naohisa Takahashi Yasuo Tanaka

要　　旨

4-4気筒二輪車(FZR系)の排気コントロールシステム(EXUP)のチャンバーは、高温・高振動がかかる為、当初オーステナイトステンレス鍛鋼製であった。量産機種展開に向け、コストダウンおよび動力性能上軽量化が必要な為、これをオーステナイトステンレス薄板の精密プレスと、熱歪を押さえた溶接で組立てた。特に、回転する可変バルブの対向面となる、4本のエキゾースト角パイプの集合端は、バルブを滑らかに回転させ、排気ガス量を制御するため、高い精度を要求される。そこで、精密プレスと溶接で組み立てた角パイプの先端を半円形に精密打抜きし、各端をパレスYAGレーザによりへり溶接して組立てた。これにより、板金チャンバーの精度を機械加工並にし、30%の重量低減と20%のコスト低減を達成した。

Abstract

The high precision exhaust chamber of EXUP (Exhaust Ultimate Power Valve), which works under heavy vibration and high temperature, has been produced with the lost-wax stainless steel casting, but lower cost and much lighter one has been requested to improve the drivability of motorcycles. The edges of four exhaust pipes in chamber which are associated with the variable exhaust valve are required of dimensional accuracy.

Press-formed four square pipes are assembled by edge welding. This edge joints are welded by Pulsed YAG Laser installed with the bead width—, joint penetration— and laser power—controller to obtain an accuracy within 0.1% in radius of semicircular.

Thus we produce the same press-formed chamber without additional machining as the previous cast chamber, we consequently reduce 30% in weight and 20% in cost.

1. ま　え　が　き

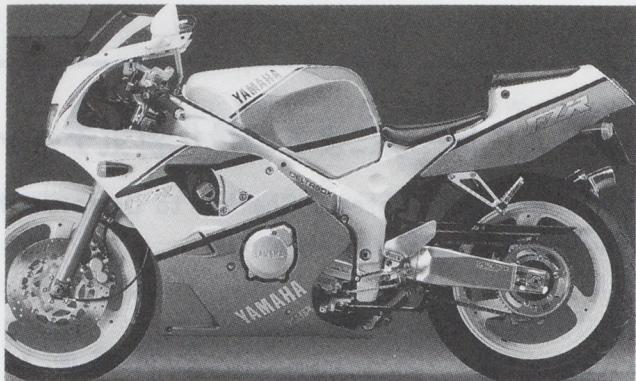
レーザ溶接は、パワー密度が高くスポット径が小さいことから、小物精密部品の加工に多く使わ

れている。自動車業界でも歪みの小さいことなどから、自動車のボディの溶接に実用化されている。二輪車では、フレームやエンジンの多くがアルミニ化されており、多品種少量生産部品が多いため、レーザ溶接の対象となり得る部品がほとんど無い。その中で、スポーツモデルのマフラー部品に、精密なバルブ開閉機構を持つヤマハ独自のEXUP

* 技術本部 要素研究部

** サクラ工業(株) 生産技術部

4~4気筒DOHC
排気量: 400cc
乾燥重量: 160kg
最高出力: 59ps
(約150ps/ℓ換算)
最大トルク: 4.0Kg.m



FZR400

図1 ヤマハスポーツモデル

(EXhaust Ultimate Power valve) システムがあり、その板金溶接部品の組立の一部にNd-YAGレーザ溶接を応用しているので紹介する。

2. EXUPシステム

モーターサイクルのおもしろさに、優れた加速感がある。これはパワーウェイトレシオが高いことや、空気抵抗の少いことになり、特にスポーツモデルでは図1に例を示すように、自動車よりもはるかに高い性能を発揮する。

ところが、エンジン回転数が高いとIN.とEX.のバルブ開放のオーバーラップ期間が大きくなり、シリンダへの新気流入時に、排気弁側の圧力が正圧の場合、新気の流入が阻害され、燃焼状態の悪化・性能低下を招く。その為図2の性能曲線が示すようにトルク谷が顕著に現れる。そこで、排気管の集合部に、排気ガス圧を調節する回転式バルブを設け、エンジン回転数に応じてバルブを開閉し、排気ガス圧の正負の脈動を制御することで、トルク谷を消すことができる。

3. 軽量化EXUP開発の狙い

EXUPのバルブ開閉部は、図3に示す様に、従来のエキゾーストパイプの集合部に円弧状の回

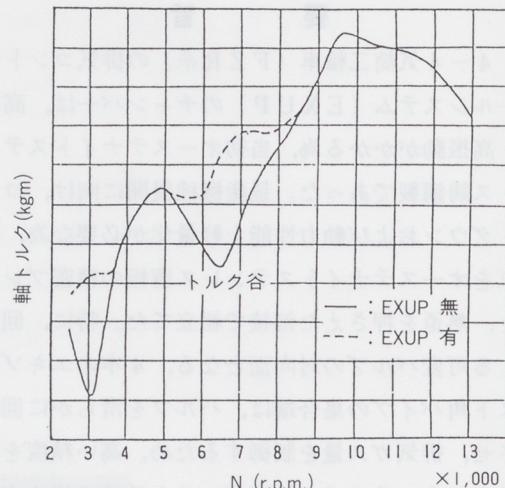


図2 エンジン性能曲線(トルク特性)

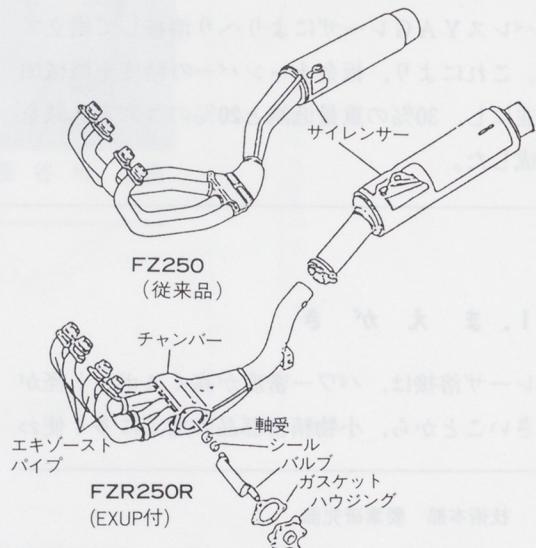


図3 EXUPの構成 (マフラーAssy)

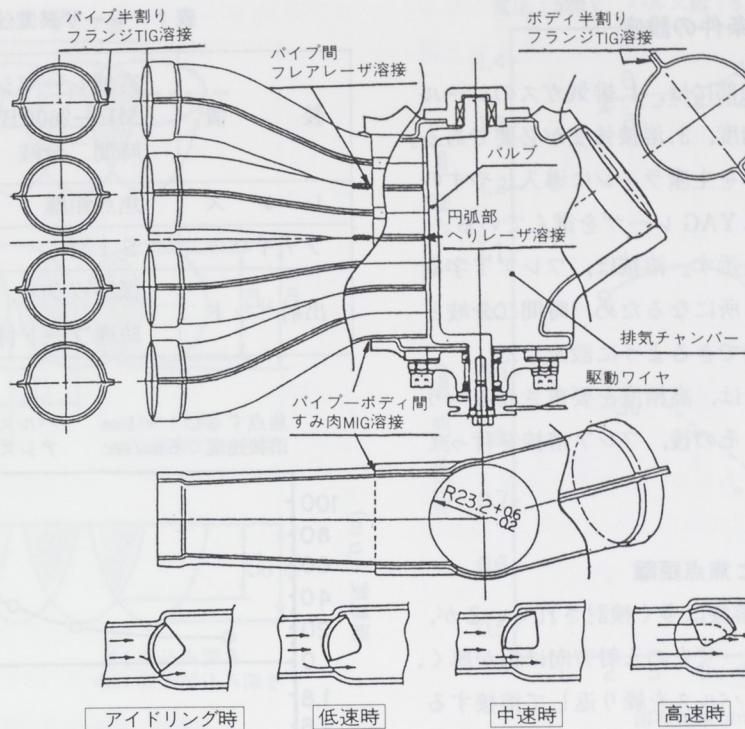


図4 EXUP排気チャンバーとバルブの回転

転バルブを設け、ワイヤを介してモーターで駆動する。バルブの入るチャンバー部分は、排気ガスが集合し高温・高振動になるため、バルブを正常に作動させるためには、高剛性・高精度が要求される。

当初はSUS鋳造品を機械加工で仕上げたが、薄肉のSUS鋳造（平均肉厚t2.0）や、バルブ合面の円弧状の機械加工は難しく、重量・コストとも大きくなつた。そのため、歪を押さえたSUS304(t1.2)の板金溶接構造とし、機械加工品並の精度を作り込みながら、軽量化およびコストダウンを狙つたのである。

3.1 EXUPの構造

EXUPの心臓部となる排気チャンバー部分は、図4に示すような4本のパイプとボディのプレス品の溶接組立てで構成されている。

4本の溶接パイプは、断面が円から四角になり、

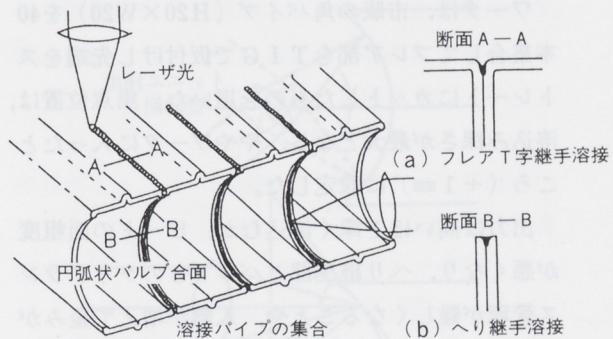


図5 パルスYAGレーザの応用

バルブ合面となるパイプの端を円弧状にカットしてある。図5に示すように、この円弧をそろえてパイプ同士を集合させ、四角部のフレアとへりをパルスYAGレーザにより溶接する。このへり溶接された円弧部に向かい合ってバルブがセットされる。バルブとへりとのクリアランスは、0.3~1.0mmとなるように、全体の溶接歪みを押さえ、精度良く作る必要がある。

4. レーザ溶接条件の設定

パイプ同士の溶接部には、1.排気ガスのシール性、2.円弧形状の精度、3.溶接強度が必要である。そのため深い溶込みを生産ラインに導入しやすいことを考え、パルスYAGレーザを選んでいる。表1に装置の仕様を示す。溶接は、フレアT字継手とへり継手の二ヵ所になるため、時間二分岐とし、同じ条件で溶接できるように設定した。

溶接条件の設定には、高精度を要求されるへり溶接を中心に行い、その後、フレア溶接を行って条件の確認を行った。

4.1 レーザ出力と焦点距離

一般にSUS304の溶接は多く検討されているが、へり継手の場合はレーザ光の入射方向に板が厚く、横への伝熱が少い。パルスを繰り返して溶接すると、ワークがかなり加熱され溶込みも変化する。そこで、パルスレーザ出力（入力電圧とパルス幅）が溶込みやビード幅に及ぼす影響を図6に示す。

ワークは、市販の角パイプ（H20×W20）を40本集合してフレア部をTIGで仮付けし先端をストレートにカットしたものを用いた。焦点位置は、溶込み深さが最大となる、ややワークに入ったところ（+1mm）に設定した。

出力は高いほど深く溶込むが、ビードの面粗度が悪くなり、へり継手部とバルブとのクリアランス管理が難しくなることや、入熱が増えて歪みが大きくなること、またフラッシュランプの寿命が縮まりコストアップになることなどから好ましくない。有効な溶込み深さの基準は、0.5mm以上とし、面粗度で最大高さが30μm以下となる条件を選ぶ。またビード幅は、小さいと溶接線からずれたとき、有効な溶込み深さが減少するため、1mm以上は必要である。

4.2 溶接速度の選定

生産ラインにレーザ溶接を導入する場合、コス

表1 レーザ装置仕様

装 置	宮地レーザシステム製 ML-2600B 時間二分岐
レ ン ズ	焦点距離 f 70mm
ファイバー	S I型 $\phi 0.8\text{mm}$
出射ヘッド	保護ガラス、 防煙フード付

焦点ずらし：+1mm パルス：17PPS
溶接速度：6mm/sec アシストガス：無

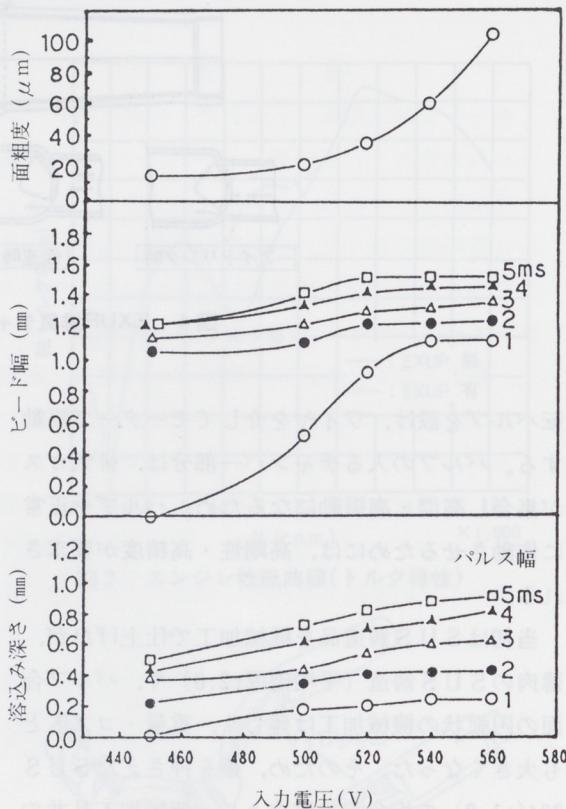


図6 パルスレーザ出力の影響

ト的に装置を数多く置けないため、できるだけ溶接速度を速めて生産能力を上げる必要がある。しかし、パルスYAGレーザでは速度を速めると、図7に示すようなビードのオーバーラップする部分が減り、排気ガスをシールするための有効な溶込みが浅くなる。

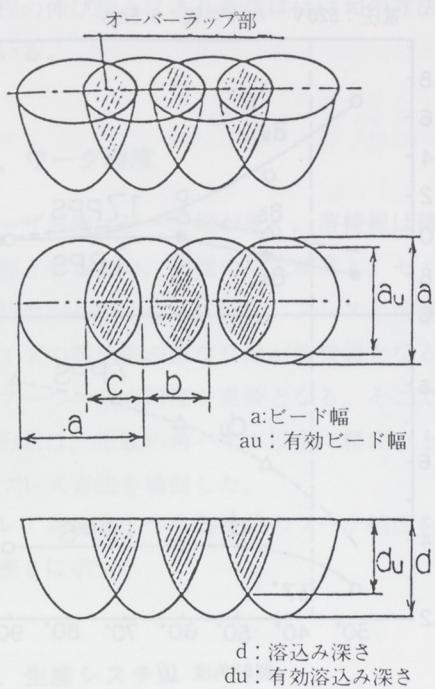


図7 溶接ビードのオーバーラップ

そこでへり溶接部にビードを剥がし、有効溶込み深さを調べたので、その結果を図8に示す。

速度が速まるにつれビードのラップする部分が減るので、有効溶込み深さは減少するが、有効ビード幅は5mm/secまで変わらない。1パルスごとのビード幅や溶込み深さは、速度が速まつても変わらないはずであるが、実際は、5mm/secを超えるとどの寸法も減少する。これは速度が遅いと、レーザ光の入熱による予熱効果により、溶込みが増大し、速度が速くなるにつれ、この効果が減少するものと考えられる。そこで、生産ラインではこれより遅い速度で溶接する必要がある。

4.3 照射角度の影響

へり継手溶接の場合、形状が円弧のため、図9に示すように、溶接面に対してレーザ光を垂直に照射しようとする、出射ユニットを回転させる必要がある。ところが、円弧(R23.2)が小さい

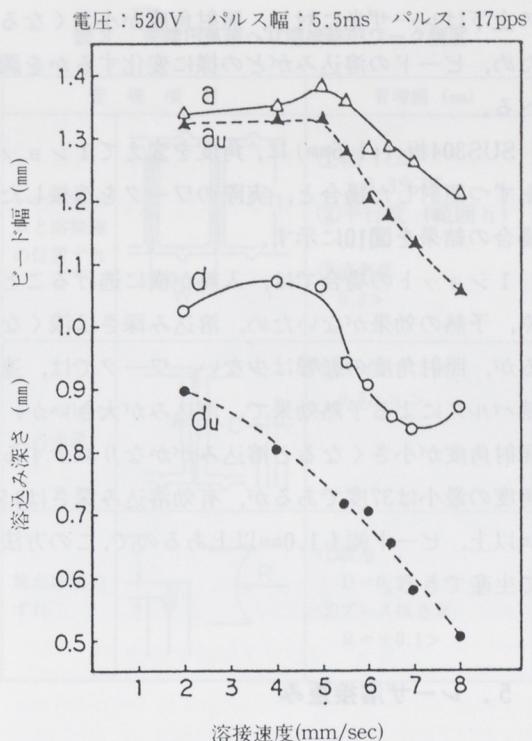


図8 溶接速度の影響

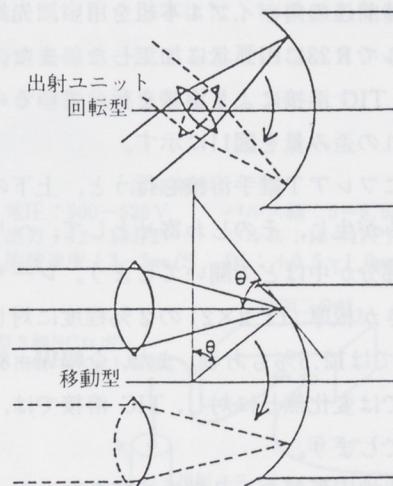


図9 へり継手溶接へのレーザ照射方法

ため、回転させるには、出射ユニットやレンズ（焦点距離）をかなり小型化する必要があり、物理的に困難である。そこで、出射ユニットを円弧に沿って平行移動させて溶接する。ここで、円弧

の上下はレーザ光に対し、照射角度が小さくなるため、ビードの溶込みがどの様に変化するかを調べる。

SUS304板 (t1.5mm) に、角度を変えて1ショットずつ照射した場合と、実際のワークを溶接した場合の結果を図10に示す。

1ショットの場合では、入熱が横に逃げることや、予熱の効果がないため、溶込み深さは浅くなるが、照射角度の影響は少ない。ワークでは、連続パルスによる予熱効果で、溶込みが大きいが、照射角度が小さくなると溶込みがかなり減少する。角度の最小は37度であるが、有効溶込み深さは0.5mm以上、ビード幅も1.0mm以上あるので、この方法で生産できる。

5. レーザ溶接歪み

レーザ溶接は入熱が少ないため、溶接歪みが小さいことは一般的であるが、このワークではどの程度歪むのか、生産での設定条件で溶接を行った。ワークは前述の角パイプ4本組を用い、先端はエンドミルでR23に円弧状に加工した。また、比較として、TIG溶接により溶接を行っているので、それぞれの歪み量を図11に示す。

初めにフレアT継手溶接を行うと、上下の継手部で縮みが生じ、そのしわ寄せとして、へりの重なった部分が中ほどで開いてしまう。レーザ溶接での開きが板厚 (t1.2×2) の2%程度に対し、TIG溶接では12.5%もある。また、全幅W=80mmもレーザでは変化無しに対し、TIG溶接では、0.6%も縮んでしまう。

次に先端円弧部のへり継手溶接を行うと、開いていたへりがやや縮んでくるが、TIG溶接では板厚に対し、依然8%程度開いたままである。全幅もさらに縮むため、元の80mmより約1%も縮んでしまう。また、円弧の上下先端部のみR23より小さくなってしまう。

これに対し、レーザ溶接では寸法変化が小さく、

電圧：520V パルス幅：5.5ms

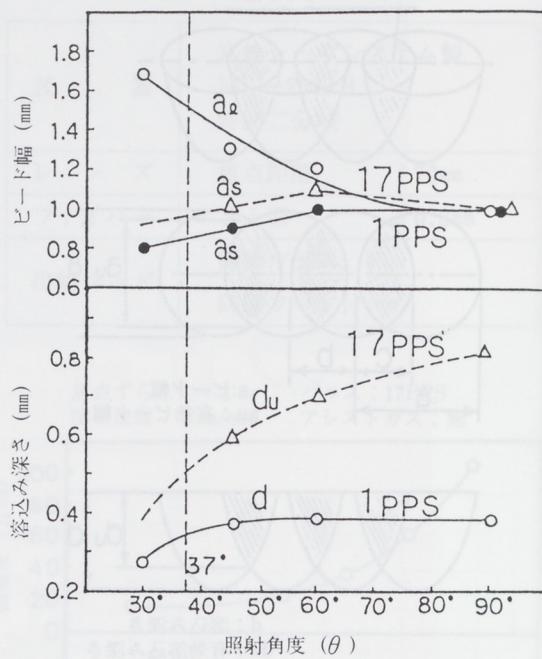


図10 照射角度の影響

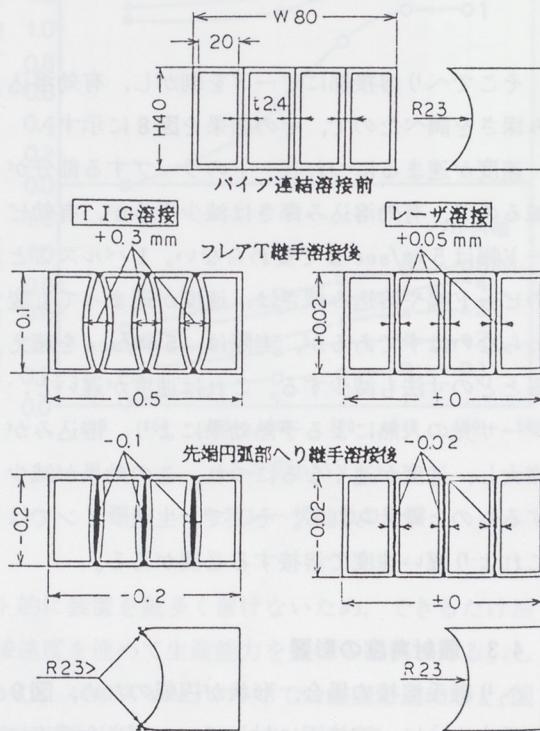


図11 パイプ連結時の溶接歪みの比較

二工程の伸び縮みにより最後はほぼ元の寸法になっている。

6. ワーク精度

レーザ溶接はビード幅が狭く、溶接線は薄板の重ね部となるため、高度の開先精度と、セッティング技術が必要となる。特に、プレスと溶接で作るパイプの四角部の重なり線が溶接線となるため、パイプ一つ一つの精度が重要となる。そこで四角部の形状は、市販の角パイプ以上に精度を上げるようプレス方法を検討した。

フレア溶接及びへり溶接時のワーク精度を表2及び表3に示す。

7. 生産システム

これまで検討してきたレーザ溶接条件に基づき、図12に示すような生産システムにより加工を行っている。ワークは治具により固定し、出射ユニット

表3 先端円弧部へり溶接時のワーク精度

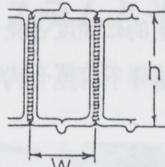
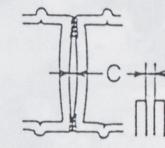
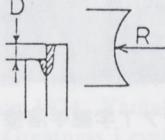
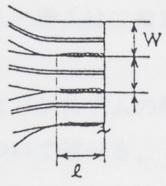
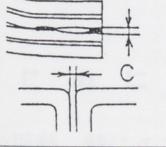
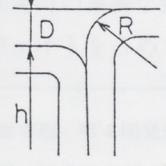
管理項目	管理幅 (mm)
レーザビームと溶接線の位置ずれ	 <ol style="list-style-type: none"> 幅寸法 $\pm 0.3\%W$ 平行度 (範囲 h) $0.1 >$ 直角度 $0.2 >$
レーザビームの通過	 <ol style="list-style-type: none"> クリアランス $0.5a_u >$
焦点距離のずれ	 <ol style="list-style-type: none"> 段差 $D = 0.2 >$ プレス抜き $R = \pm 0.1 >$

表2 パイプ連結フレア溶接時のワーク精度

管理項目	管理幅 (mm)
レーザビームと溶接線の位置ずれ	 <ol style="list-style-type: none"> 幅寸法 $\pm 0.3\%W$ 真直度 (範囲 l) $0.1 >$ 平行度 $0.1 >$
レーザビームの通過	 <ol style="list-style-type: none"> クリアランス $0.5a_u$
焦点距離のずれ	 <ol style="list-style-type: none"> 高さ $\pm 0.1\%h$ 段差 $D = 0.2 >$ プレス曲げ R 板厚 $R \geq$

トを前後または左右に動かし、時間二分岐でレーザ光を照射する。出射ユニットは、NCロボットにより常に一定の位置を動かされるため、ワークを治具に固定したときには、溶接線の位置がレーザ光の走査線と一致するようになっている。

レーザ溶接状況を写真1、2に示す。

溶接条件
 電圧: 500~520V パルス幅: 5~5.5ms
 出力: 12~13J/P パルス: 15~17PPS
 溶接速度: 3~5mm/S Df: +0.5~1.0mm

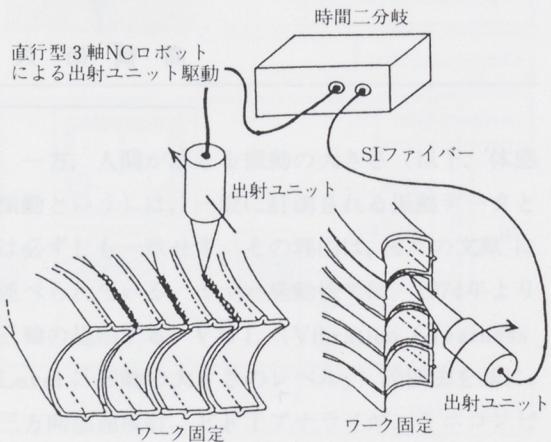


図12 レーザ加工装置の構成

8. おわりに

レーザ溶接は、工業的応用としては新しいため、その名前にとらわれ技術的に高度と見られるが、実際に苦労するのは溶接線の位置を決める、ワー

クの精度をいかに高めるかである。

最後に、本システムの開発にあたり、レーザ溶接のテストに装置の協力をして頂いたミヤチテクノス(株)に対し改めて深く感謝の意を表します。

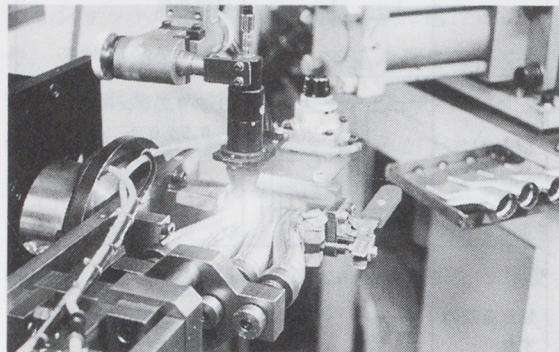


写真1 フレアT字継手溶接

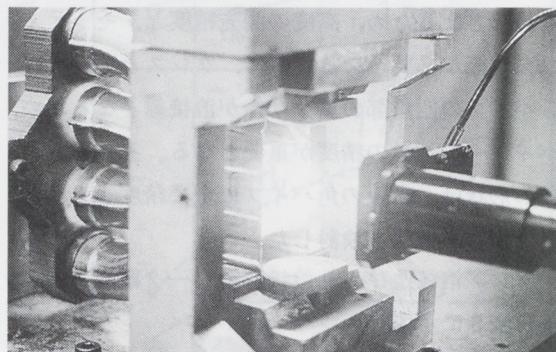


写真2 先端円弧部へり継手溶接

■著者■



高橋尚久



田中泰夫

197 二輪車における体感振動計測システムとその適用

Measurement System for Motorcycle Rider Vibration Perception and Its Application

田中 十四夫*
Toshio Tanaka古沢 政生**
Masao Furusawa

要 旨

二輪車の開発において、振動、特に体感振動は重要な項目のひとつである。ヤマハ発動機では、体感振動の評価に1974年より独自のVGL (Vibration Greatness Level: 振動の大きさのレベル) 測定システムを製作し、エンジン振動による体感評価に活用している。より正確な体感振動の計測、二輪車開発期間の短縮という目的に、昨今のミニコンピュータの進歩という背景も相まって新たな計測システムを製作した。その特徴を挙げると次の通りである。1) リアルタイム処理、2) 全回転域連続評価、3) 操作性、4) データベース化。本システムの導入は二輪車開発の効率向上に貢献している。

ここでは、システムの概要と実際の二輪車への適用例について述べる。

1. は じ め に

二輪車の振動、特にエンジン起振力によるものは二輪車開発時の重要な要素であり、商品性として大きなウェイトを占めている。

* MC事業本部 第4開発部

** 技術本部 要素研究部

Abstract

Vibration, especially with regard to rider perception, is of primary importance in motorcycle development. Since 1974, Yamaha Motor has utilized a Vibration Greatness Level (VGL) system to evaluate the effect of engine vibration on motorcycle ride and feel. To gauge vibration perception more precisely and shorten the motorcycle development period, a new VGL measurement system has been built incorporating mini-computer technology. The new system features the following:

- 1) real time VGL measurement;
- 2) continuous VGL measurement over a range of engine revolution speed;
- 3) simple operation procedures;
- 4) extensive data base control. Through the use of this new system, it has been possible to increase new motorcycle development efficiency. This paper presents an outline of this system and its practical application for motorcycle.

一方、人間が感じる振動の大きさ（以下、体感振動という）は、一般に計測される振動データとは必ずしも一致せず、その理由は、種々の文献^[1]に述べられている。ヤマハ発動機では、1974年より三輪の提唱する、VGL (Vibration Greatness Level: 「振動の大きさのレベル」) 評価法を基に、三方向加速度計、FFTアナライザ、ミニコンピュータよりなる独自の体感振動(VGL)計測シス

テムを製作し、二輪車開発と評価に活用してきた。

しかし、開発時期の短縮、実験精度の向上などの理由から、従来システムより効率的でさらに精度よく体感振動を計測できるシステムの開発が望まれるようになってきた。また、近年のミニコンピュータの進歩はめざましく、特色あるものが数多く現われてきている。これらの中に新システムに要求される条件を満たすものが登場してきた。

このような背景から、ミニコンピュータの持つ特徴を有効に活用した新たな体感振動計測システムを開発することができた。ここではそのシステムの概要と特徴、ならびに二輪車への適用例を紹介する。

2. システムの概要

2.1 ハードウェア

図1は本システムのハードウェアの構成である。二輪車の振動を人間が感じる部分、すなわち、ハンドルバー、フットレスト、タンク、シートなどの3方向の加速度がピックアップにより測定され、チャージアンプ、ローパスフィルタを経て、ミニコンピュータのアナログ入力部に取り込まれる。エンジン回転数は回転計から入力される。したがって、入力チャンネルは加速度用3チャンネル、

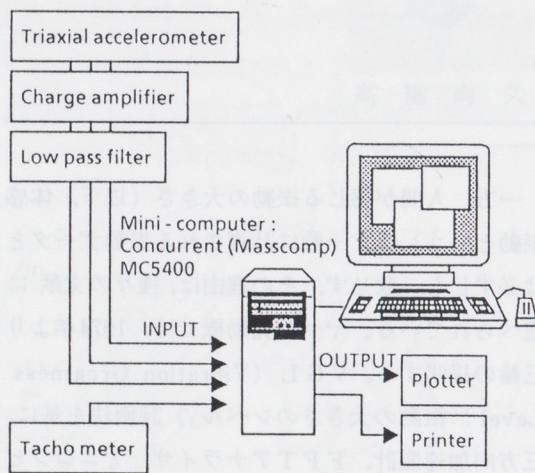


図1 System configuration

回転数用1チャンネルの計4チャンネルである。結果出力は、プリンタ、プロッタの両方を任意に選べるようになっている。

2.2 ソフトウェア

VGLの計算方法およびその考え方については、既に詳しく述べられている^[2]ので、ここでは図2に示す本システムの計算フローを基にその概略説明に留める。

入力された3方向の加速度 a_x, a_y, a_z と次式(1)により求まる a_v の4種のデータについて以下の計算が並行して処理される。

〔図2の①〕

$$a_v = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \quad (1)$$

まず、データをFFT演算により狭帯域パワースペクトルを計算し〔②〕、さらに1/3オクターブバンド内のスペクトル成分を積分して、1/3オクターブパワースペクトルとする〔③〕。

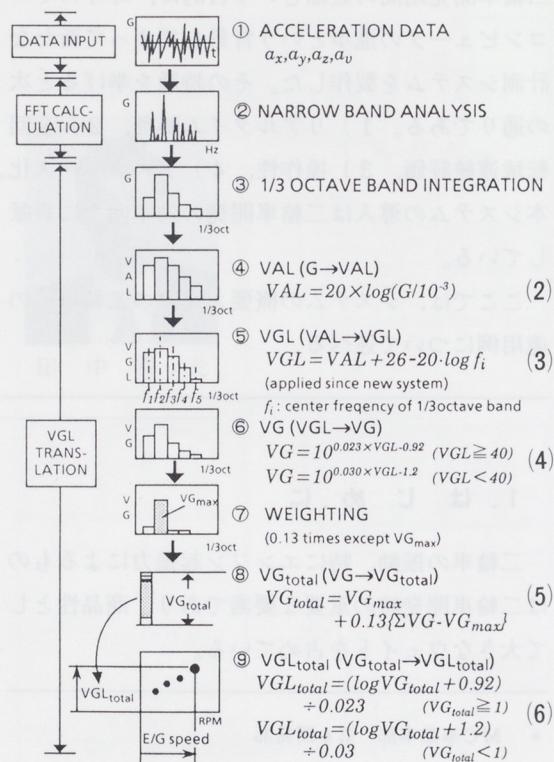


図2 Calculation flow

$10^{-3}G$ ($G=9.8m/sec^2$) を基準とした「振動加速度レベル」をVAL(Vibration Acceleration Level)と呼び、式(2)より加速度をVALに[④]、さらに式(3)よりVGLに変換する[⑤]。VGLは、加法則が成立しないため、式(4)に示す「振動の大きさ」VG (Vibration Greatness)に置き換える[⑥]。つぎに、 VG_{max} 以外は0.13倍の重みづけを行った後[⑦]、式(5)によって、VGの総和 VG_{total} を求め[⑧]、最後に式(6)よりVGL_{total}が算出される。

2.3 従来システムとの相違点

本システムは、従来システムを見直した上で、改良と新機能の追加を行った。両システムの代表的な相違点を表1に示す。この中から特に、1/3オクターブ分析については、新たに可変バンド方式を考案したので、以下に述べる。

表1 Difference between new system and previous one

	New system	Previous system
① Real time operation	Possible	impossible
② E/G speed control	Sweep	Hold
③ 1/3 octave band	Variable	Fixed
④ Data base management	Possible	Impossible
⑤ Manipulation device	Mouse/keyboard	Digital switch

測定条件を回転数固定方式から回転数スイープ方式に変更することにより、1/3オクターブ固定バンドのままでは不都合が生じる。例えば、一定加速度の正弦波信号をスイープした場合、図3(a)の

ように、1/3オクターブの各バンドの境界となる上限(下限)周波数に相当する回転数のところで、後で述べる理由からVGLの谷ができてしまう。そこで、1/3オクターブバンドの中心周波数 fi を連続可変とし、この問題を解消することにした。すなわち、 fi はエンジン回転数の一次基本周波数によって決まり、バンドの上・下限周波数 fh, fl は次の式(7)で求まる。

$$\text{上限周波数: } fh = fi \times 2^{1/6}$$

$$\text{下限周波数: } fl = fi \times 2^{-1/6} \quad (7)$$

また、これに伴い、VALからVGLへの換算を、従来システムの

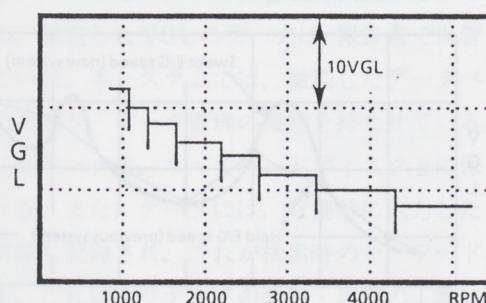
$$VGL_i = \begin{cases} VAL_i - 2(i-13) & (i \geq 12) \\ VAL_i + 2 & (i < 12) \end{cases}$$

(従来システムで採用)

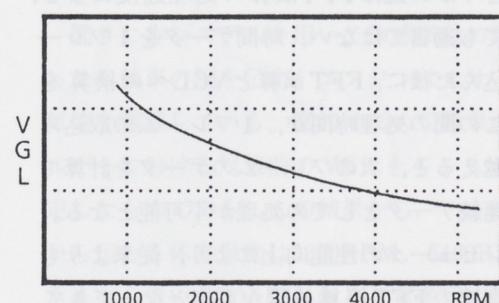
ただし、 i は1/3オクターブ(固定)バンドNo.から式(3)に変更した。

以上の変更により、図3(b)のように測定する回転域全体での滑らかな連続評価が可能となった。

さて、図3(a)の階段の間に現れる谷の原因は次のように考えることができる。図4(a)に示す様に離散型スペクトル処理ではリーケージによってスペクトルの裾が現れる。スイープによって周波数が変化し、狭帯域スペクトルのピーク成分が、丁度バンド間に来た時、図4(b)の様に二つの1/3オクターブ成分に割れ、図4(b)'のようにそのレベルは下がる。また、式(5)の荷重加算によって、レベルはさらに低下することになる。



(a) 1/3 octave fixed band



(b) 1/3 octave variable band

図3 VGL by fixed band vs. by variable band

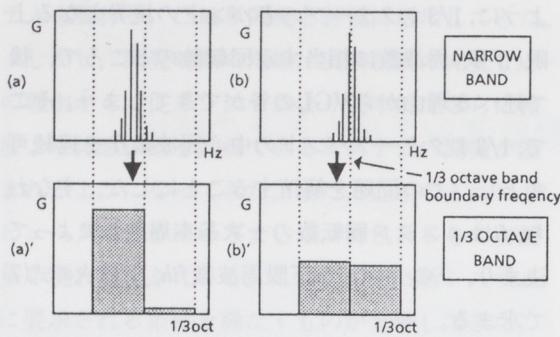


図4 1/3 octave band integration (fixed band)

3. システムの特徴

3.1 リアルタイム処理

本システムでは、エンジン回転と共に変化するVGLを測定を行いながらCRT画面で確認できるという、文字どおりのリアルタイム処理が可能である。従来のシステムでは、結果の出力がプリントされるまでVGLを確認することが出来ず測定中の不具合をチェックすることは不可能であった。リアルタイム処理の実現により、測定のやり直しを大幅に低減できた。また、結果出力・検討・対策・確認という一連の実験開発効率が向上した。

既に図2で示したように、本システムで行う計算処理は大別すると、「FFT演算」と「VGLへの換算」の二つである。(2)～(6)の計算式からわかるように、前者に比べ後者は処理にそれほどの時間を要しない。すなわち、リアルタイム処理を可能にするかどうかの鍵はFFT演算の処理速度による、といっても過言ではない。時間データを1フレーム取り込んだ後に、FFT演算とVGLへの換算を行う。この間の処理時間が、1フレームの取り込み時間を越えると、次のフレームのデータを計算できず、連続データとしての処理が不可能となる。ミニコンピュータの性能向上により、従来よりもさらに高速のFFT演算処理が可能となってきている。本システムでは図5に示す通りデータの平滑化のため75%のオーバーラップをかけた。当然

ながら、これによってオーバーラップなしに比べ、さらに短い処理時間を要求されることになる。すなわち、1フレーム取り込み時間の1/4以内で処理しなければならないことになるが、本システムではこれを可能としている。

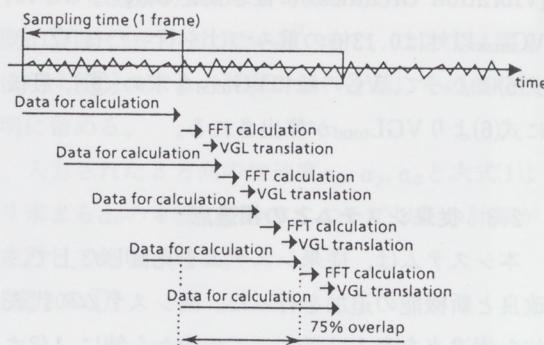


図5 Overlap processing

3.2 全回転域連続評価

回転数スイープ方式が可能となり、VGLの評価も全回転域で連続にできる。従来のエンジン回転数固定方式では、エンジン回転変動が大きい場合、計測されたVGLにバラツキが生じ、実走行による官能評価と必ずしも一致しないということもあった。また、計測可能な回転数の間隔には限界があるため、図6に示すように鋭いピークを持つ共振状態などの評価には適していない。全回転域連続評価により、これらの欠点を補うことが可能となっている。

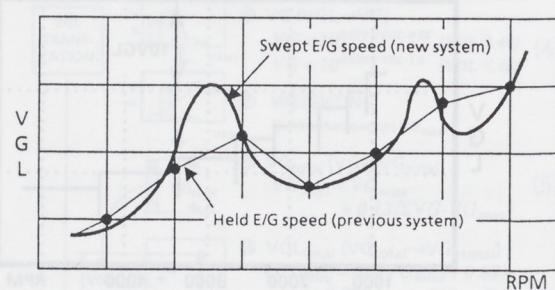


図6 Continuous VGL measurement

3.3 操作性

図7にシステム機能の構成を示す。各機能の実行はマウスあるいはキーボードによるメニュー選択で操作できるようになっている。また、取扱いに不慣れな者でもほとんどの操作をマニュアルなしで扱えるように配慮した。一例として、データ収集の画面を図8に示す。

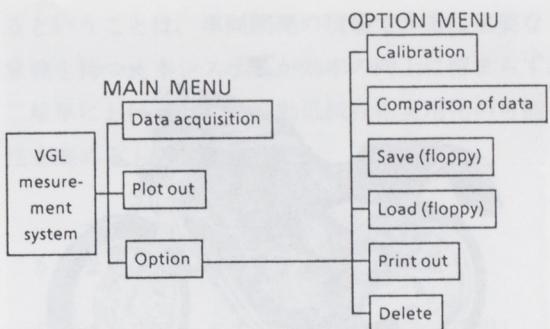


図7 Menu structure of system

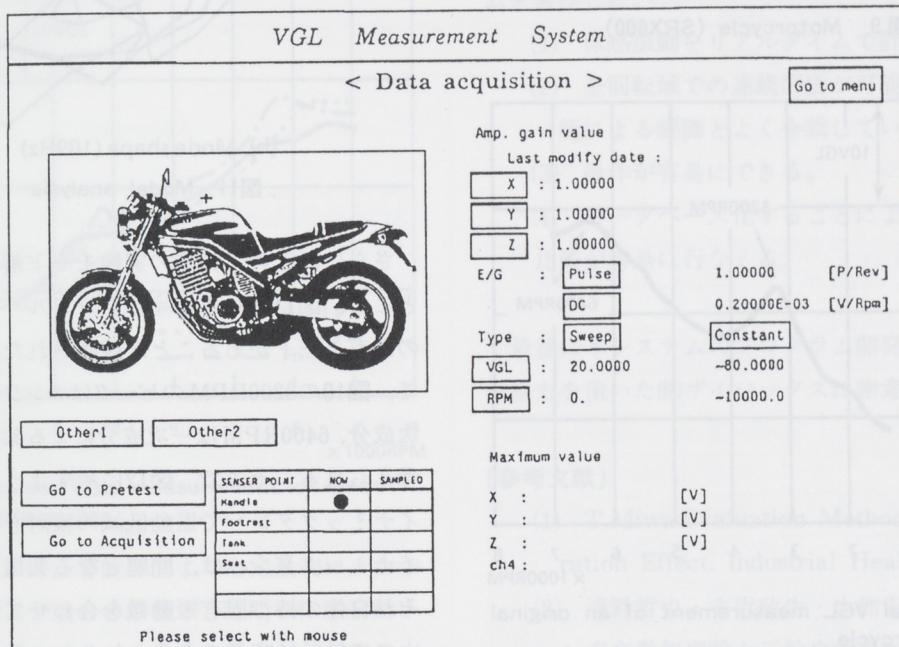


図8 Screen menu of a data acquisition task

3.4 データベース化

従来システムでは、データ管理の機能がなかったため、測定したVGLのデータは、報告書で保管されていた。本システムでは、徹底したデータベース化を図り、データ管理の機能を持たせている。収集したデータは、すべてハードディスク上に保存される。また、データには、収集時に入力した属性情報も記録され、これが検索時のキーワードとなる。これによりデータの検索・比較の工数は飛躍的に短縮でき、開発の効率を大幅に改善することが可能となった。

4. 適用例

図9に本システムを用いて体感振動の開発を行った二輪車の例を示す。エンジンは4サイクル単気筒を搭載している。図10はこの二輪車のハンドルバーにおける対策前のVGLを本システムで測定したものである。この結果から、ハンドルバーから伝わる体感振動は3200RPM, 6400RPMで大きくなっていることがわかる。実走行における評価でも、同様な傾向がみられることが指摘されていた。



図9 Motorcycle (SRX600)

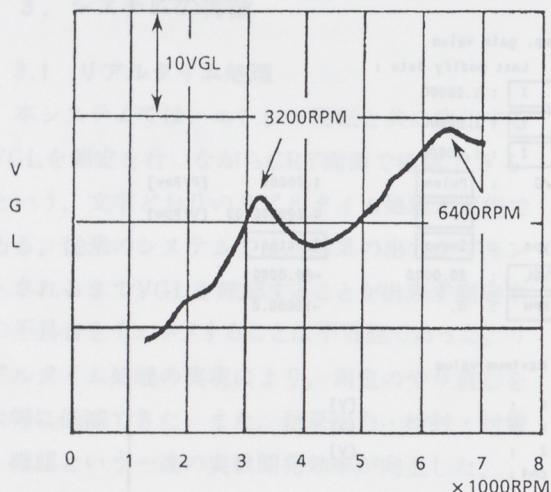
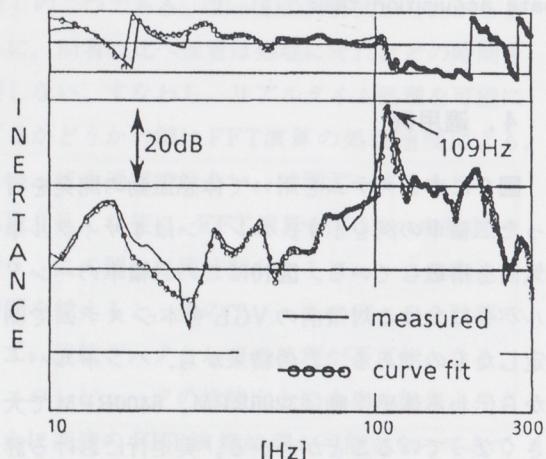
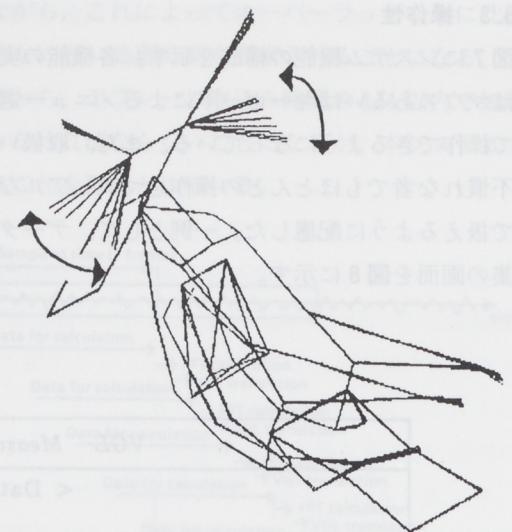


図10 Typical VGL measurement of an original motorcycle



(a) Frequency response function



(b) Mode shape (109Hz)

図11 Modal analysis

さらに、この二輪車の実験モード解析を行ったところ、図11に示すようにハンドルバーに109Hzの固有モードがあることが確認された。したがって、図10の3200RPMのピークはエンジン振動の二次成分、6400RPMは一次成分による共振であると考えられる。そこで、図12に示すような構造のダイナミックダンパーで振動低減の検討を行った。ダイナミックダンパーは、問題となる共振周波数に、それ自体の持つ固有振動数を合わせて用いれば良いので設計は容易である。しかし、ラバーの持つ振幅依存性などにより、実機運転時での固有振動数が微妙にずれるため、時として期待した程の効果が現れないことがある。したがって、設計値を中心と異なる固有振動数のダイナミックダンパーをいくつか用意し、実機でその効果を確認する必要

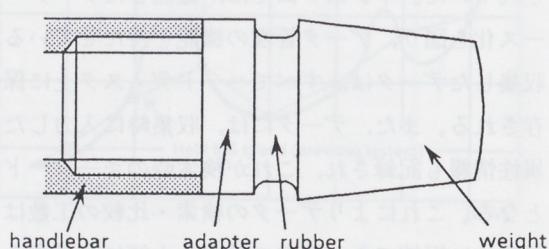


図12 Tuned damper(cross section)

がある。図13は、バネ定数、損失係数などのラバ一特性やウェイトの組合せが違う三仕様のダンパを取り付けた場合のVGL測定結果である。この様に仕様間の違いも素早く明確に判別することができるため、対策仕様の絞り込みも容易に行うことが可能である。検討の結果、エンジン回転と共に滑らかに体感振動が推移する仕様1のダイナミックダンパを採用する事が決定された。

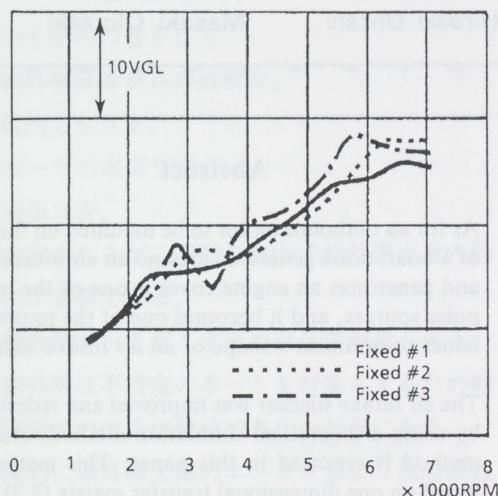


図13 Typical VGL measurement of fixed motorcycles

本システムは、官能評価よりも定量的に、かつFFTアナライザ並みの手軽さと時間で体感振動レベルを確認することができる。限られた日程の中で短時間にしかも容易に知りたい情報が確認でき

るということは、車両開発の現場で非常に重要な意義を持つ。本システムが効率の向上に留まらず、二輪車における新たな振動低減技術実用化の可能性を高めるものと考える。

5. まとめ

ミニコンピュータの持つ機能を有効に活用し、以下の特徴をもった二輪車の体感振動計測システムを製作した。

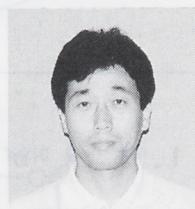
- (1) 体感振動をリアルタイムで計測できる。
- (2) 全回転域での連続評価が可能となり、官能による評価とよく合致している。
- (3) 操作が容易にできる。
- (4) データベース化することにより、検索・比較が容易に行なえる。

最後に本システムのプログラム開発にあたり、御協力を頂いた(株)ザイジックスに謝意を表す。

〔参考文献〕

- (1) T.Miwa:Evaluation Methods for Vibration Effect. Industrial Health. 1967.5.
- (2) 清野哲也・古沢政生・生熊宏行:エンジン直交懸架理論と二輪自動車への応用。自動車技術 Vol.36, No.12, 1982

■著者■



田中十四夫



古沢政生

技術論文

2サイクル火花点火機関の吸気サイレンサー開発

Development of Intake Silencer for 2-stroke Spark Ignition Engine

大谷 弘昭*
Hiroaki Ohtani岡崎 正喜**
Masaki Okazaki

要　　旨

ポートの後方に取付けられる小型船外機において、吸気部より発生し、エンジンカバーを透過して来る音は、主要な音源の1つであり、船外機の開発の中で、吸気サイレンサーの形状の最適化が重要な課題となって来ている。

そこで、本報告では、理論的なシミュレーション手法を用い、吸気サイレンサーの改良設計を実施する事を試みた。この方法は、一次元伝達マトリックス法^(2, 3)をベースとしたものであり、モデル化に必要な音源の位置及び状態は、実機運転テストにて確認し、予測特性の検証については、2ch FFTより得られる実験データによって行った。その結果、測定より得られた共振及び反共振の特性は、計算によって得られた結果と良好な対応が見られた。また、シミュレーション手法を用いて改良した吸気サイレンサーにおいても、実機運転での評価にて、確実な低減効果が得られ、本手法が吸気サイレンサーの開発、改良の分野において有効である事を実証した。

尚、本件は第一回SETCにて発表されたものである。

Abstract

As for an outboard motor to be mounted on the rear of a boat, noise generated around an air intake port and penetrates an engine cover is one of the major noise sources, and it becomes one of the important issues to optimize a shape of an air intake silencer.

The air intake silencer was improved and redesigned by using a theoretical simulation method, and the method is reported in this paper. This method is based on one dimensional transfer matrix (2,3), and a position and condition of noise source which is necessary to be understood in order to make models were checked in an engine operation test. Test data obtained from 2ch. FFT were used in verifying presumed characteristics. In result, characteristics of resonance and anti-resonance observed in the test showed good correspondence with results obtain from calculation. An air intake silencer modified based on the simulation method showed constant reduction in noise level in an evaluation using an engine, and this method was proved to be effective in developing and improving an air intake silencer.

This study was presented at the First SETC.

1. ま　え　が　き

船外機付きボートによる快適なボーティングを環境との調和を保ちながら実現するために騒音低減は重要な要素となっている。

* ** 三信工業(株) 第一技術部

Fig. 1 に船外機付きボートの例を示す。

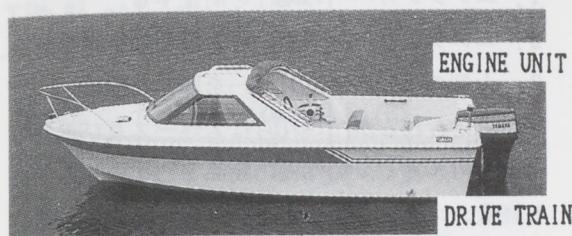


Fig. 1 Boat Powered by an Outboard Motor

ポートからの音として

1. 船外機自身からの放射音。
2. 船内こもり音。
3. ボートの水切り音。
4. 風切り音。

等が含まれるが、下記の理由で船外機自身の低騒音化が必要である。

1. 船外機が引き起こす音の寄与率が最も大きい。
2. 船外機は不特定のポートを対象とするため船体側での改良が期待できない状況にある。

一般的に船外機上部のエンジン部より低周波数成分、下部の駆動部より高周波数成分の音がそれぞれ放射している。

本報告の騒音評価のために船外騒音の測定⁽¹⁾を行った。これは海上2.5mの高さに置かれたマイクロホンから25m離れたところを船外機付きポート

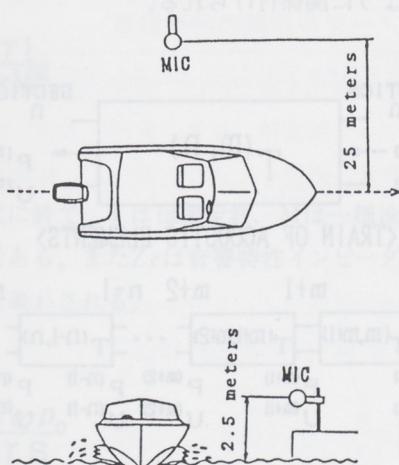


Fig. 2 External Noise Measuring Method

が通過するときの最大騒音レベルとして測定される (Fig. 2)。

本報告での供試エンジンの構造をFig. 3に、諸元をTable. 1に示す。

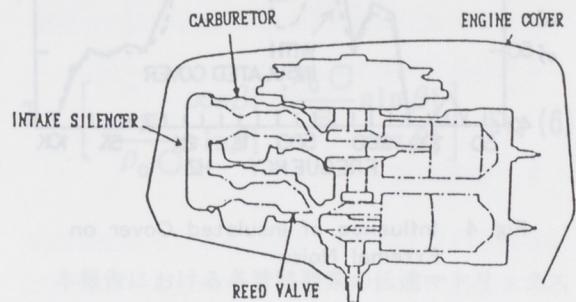


Fig. 3 Test Engine Configuration

Table. 1 Test Engine Specification

ENGINE TYPE	2-STROKE CYCLE, SPARK IGNITION
COOLANT	WATER
CYLINDER	2 (IN LINE)
DISPLACEMENT	760 cm ³
BORE & STROKE	82 x 72 mm
HORSEPOWER (PROP.)	55 HP
MAX. ENGINE SPEED	5500 RPM
COMPRESS. RATIO	6.5 : 1
CHARGING SYSTEM	LOOP CHARGED
INLET	CRANKCASE REED VALVE
FUEL SYSTEM	2 SINGLE VENTURI CARBURETORS

最初に、船外機上部のエンジンカバー全面を鉛板にて遮音したときの効果を遮音無し状態と比較することで評価した。スロットル全開5500rpmで船外騒音を測定したところ遮音無し状態の周波数分析で最大騒音レベルの400Hzバンド ($\frac{1}{3}$ oct) が最も低下した (Fig. 4)。これよりエンジン部からの放射音が船外騒音に与える影響の大きいことが分かる。

この様に小型船外機では船外騒音に対しエンジン部からの放射音の寄与率が大きく対策上の重点課題となっている。

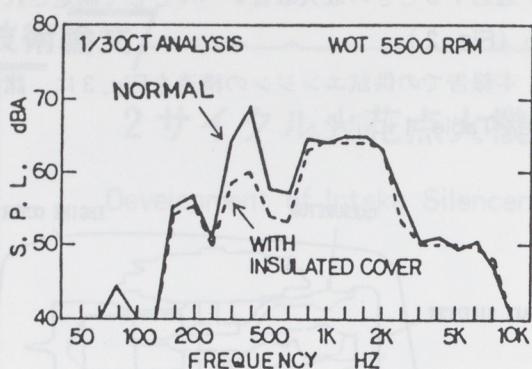


Fig. 4 Influence of Insulated Cover on External Noise

次にエンジンカバー内の各点の騒音を400Hzバンドに注目して測定したところ最大騒音レベルがノーマル吸気サイレンサーの吸入孔部で検出された(Fig. 5, Fig. 6)。この音がエンジンカバーを透過して放射し船外騒音の大きな部分を占めている事がこれより推測される。

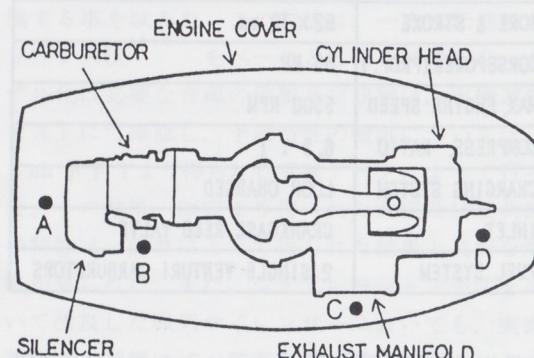


Fig. 5 Measurement Locations

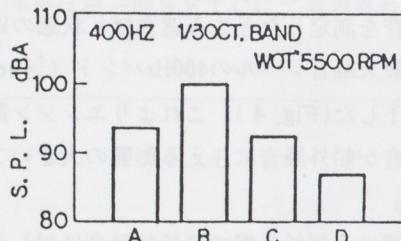


Fig. 6 Sound Pressure Levels

この騒音を低減するために、

1. エンジンカバーの剛性を向上する。
2. エンジンカバー内面に吸音材や制振材を貼る。
3. 大型の吸気サイレンサーを取り付ける。

等が考えられるが、これらはスペース及び重量の増大を招き易く、船外機の商品としての強みである軽量コンパクト性が損なわれるため採用し難い状況にある。

これらの状況を考慮すると、限られたスペース内に取り付く効果的な吸気サイレンサーの開発が低騒音船外機の実現のために重要な課題となってくる。

本報告は小型船外機の吸気サイレンサー開発において一次元伝達マトリックス法^{(2),(3)}による特性予測、改良品の単体評価、実機での効果に関するものであり吸気サイレンサー開発の効率向上を狙いとするものである。

2. 音響管路解析

一次元伝達マトリックス法では、音響管路は管路要素の連なりとして扱う (Fig. 7)。

断面m, nにおける音圧をP(m), P(n), 体積速度をU(m), U(n)とすると、断面m, nでのこれらの値はm, n管の伝達マトリックスT(m, n)を用いて以下のように関係付けられる。

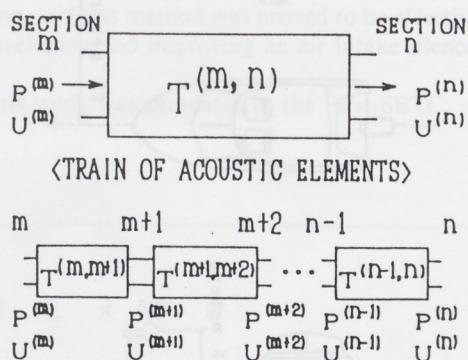


Fig. 7 Acoustic Circuit

$$T(m, n) = \begin{bmatrix} T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) & T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) \\ T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) & T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) \end{bmatrix} \quad \text{Eq. (1)}$$

$$\begin{bmatrix} P(m) \\ U(m) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) & T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) \\ T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) & T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P(n) \\ U(n) \end{bmatrix} \quad \text{Eq. (2)}$$

管路全体の伝達マトリックスは各管路要素の伝達マトリックスの積として次のように表される。

$$T(m, n) = T(m, m+1) \cdot T(m+1, m+2) \cdots \cdot T(n-1, n) \quad \text{Eq. (3)}$$

ここで理論的推定が可能な一例として減衰のある長さ1の直ダクトを取り上げると、伝達マトリックスは平面波理^{(2),(3)}を用いて次式のように表わされる。

$$T = \frac{-MA}{e} \begin{bmatrix} \cosh A & Z_C \sinh A \\ \frac{1}{Z_C} \sinh A & \cosh A \end{bmatrix} \quad \text{Eq. (4)}$$

ここで、

$$A = \frac{\gamma}{1-M^2}$$

上式に於て、 γ は伝搬定数、Mは一樣流のマッハ数である。また Z_C は音響特性インピーダンスで次式で表わされる。

$$Z_C = \frac{j \omega \rho_0}{\gamma S} \quad \text{Eq. (5)}$$

ここで、 j は虚数単位、 ω は角周波数、 ρ_0 は空気の密度、Sは管路の断面積である。ここで、Mが小さく、リアクタンス成分すなわち伝搬定数のうち位相定数 β のみと仮定すると上式は次のようになる。

$$T = \begin{bmatrix} \cos \beta & j \frac{\rho_0 C}{S} \sin \beta \\ j \frac{S}{\rho_0 C} \sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix} \quad \text{Eq. (6)}$$

本報告における各管路要素の伝達マトリックスは式(6)を用いて求め、全体の伝達マトリックス $T(m, n)$ はそれから計算した。また管路全体の音響特性を評価するのに次に示す挿入損失 I_L を用いた。

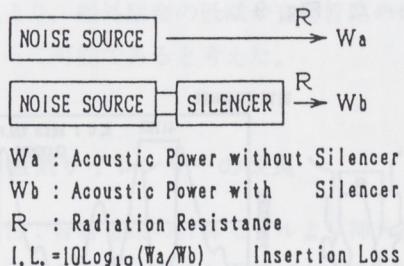


Fig. 8 Insertion Loss Definition

Fig. 8 に示すように挿入損失 I_L は音源に消音器を取り付けたときの音響パワーの損失として定義される。そして挿入損失の定義式は音源の性質によって異なる。

定速度音源では

$$I_L = 20 \log_{10} |T(\frac{m}{2}, \frac{n}{2})| \quad \text{Eq. (7)}$$

定音圧音源では

$$IL = 20 \log_{10} |T(\frac{f}{f_0})| - 20 \log_{10} R \quad \text{Eq. (8)}$$

どちらの式が供試エンジンに適用するのか判断するため次の実験を行った。

3. 音源の性質

音源の性質を解明するためにスロットル全開5500 rpmで実機のリードバルブ近傍の圧力を測定した。その結果、リードバルブが閉じた直後に圧力パルスの発生が毎サイクル生じていた。

また、このパルスの周波数がノーマル吸気サイレンサー装着時に417Hzであったのに対してもノーマル吸気サイレンサーを取り外したときには476 Hzであった (Fig. 9)。

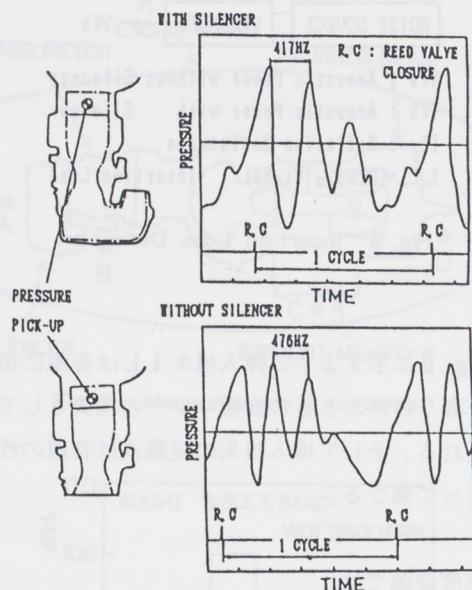


Fig. 9 Pressure Wave at Reed Valve

これに関連してノーマル吸気サイレンサー装着の効果を調べるために船外騒音を測定した所、ノーマル吸気サイレンサー装着時から取り外した場

合に400Hzバンドから500Hzバンドに周波数成分の山の形が変化していることが分かった (Fig. 10)。

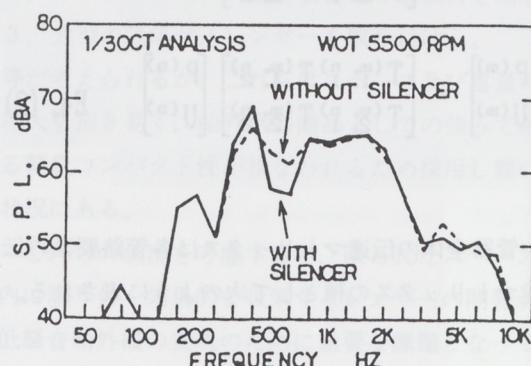


Fig. 10 Influence of Normal Silencer on External Noise

リードバルブ近傍の圧力パルスと船外騒音の周波数成分に一致が見られることから、吸入行程の終わりにリードバルブが閉じ空気の流れを急遮断する事によって急激な圧力上昇がリードバルブ部に発生し、これが吸気サイレンサーの形状に関連した伝わり方をして吸気サイレンサーの吸入孔の音になると考えた。

音源である圧力パルスがリードバルブ表面の固定した壁に生じる事から計算上の音源としてはリードバルブ壁面に定速度音源を仮定した。

4. ノーマル状態の特性計算

計算を簡素化するために、実際の吸気管路の形状を異なった断面積、長さ、音速（温度）をもつ10個の要素（直管）により近似した。断面積、長さ、音速（温度）は伝達マトリックスのパラメータである。

ノーマル吸気サイレンサーが取り付いた音響管路全体の計算モデルをFig. 12に示す。

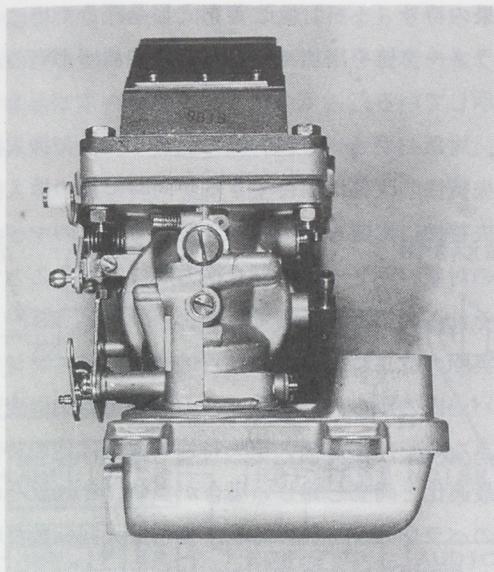


Fig. 11 Normal Silencer, Carburetor and Reed Valve

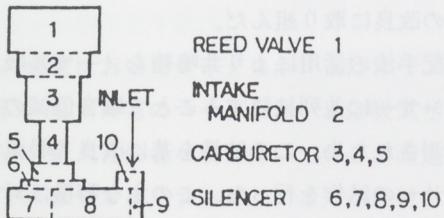


Fig. 12 Simulated Configuration for Normal Silencer

各要素の接続状況を見やすくするために流れ図の併用も行った (Fig. 13)。

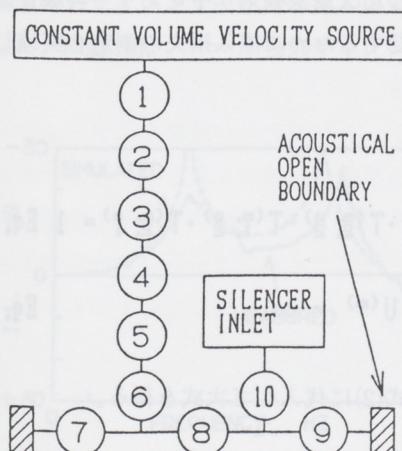


Fig. 13 Normal Silencer Flow Chart

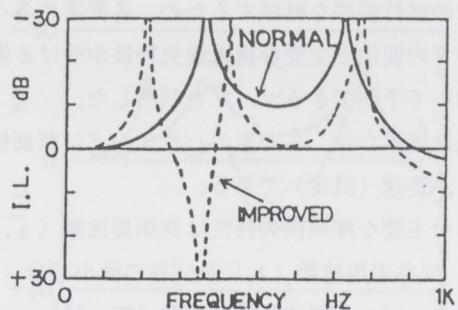


Fig. 14 Simulated I.L. Characteristics of Normal and Improved Silencers

式(6)に基づいて各要素のパラメータと接続状況(直列または並列)を入力データとする電算プログラムによって管路全体の挿入損失 I Lを計算した。

ノーマル状態の挿入損失 I Lの計算結果において船外騒音の対策周波数である400Hz付近に共振現象のある事が分かった (Fig. 14)。

これより、船外騒音の低減が音響管路の形状変更によって可能であると考えた。

5. 吸気サイレンサーの改良

本報告で音響管路の計算モデルより挿入損失 I Lを予測するために用いた電算プログラムは各要素パラメータの一部または全ての変更及び削除が容易に可能であるが音響管路形状の最適化に当たっては多大の試行錯誤が必要である。

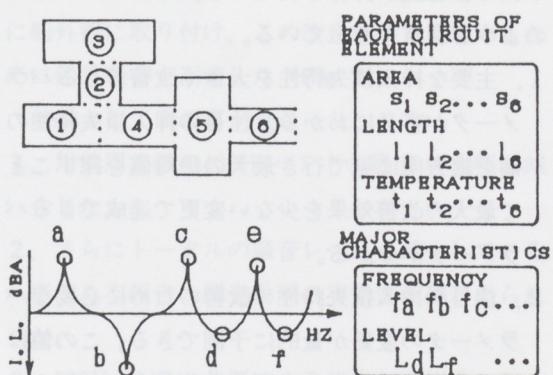


Fig. 15 Parameters of each Circuit Element and Major Characteristics

この試行錯誤を軽減するため、各要素の各パラメータの変化と主要な挿入損失特性が受けける影響について予測できるマップを利用した。

先に述べたが、各要素のパラメータは断面積、長さ、音速（温度）である。

また主要な挿入損失特性は共振周波数（a, c, e）、反共振周波数（b）及び谷の極小部分（d, f）のレベルと周波数を考えた（Fig. 15）。

影響度は、ある要素の1パラメータの変化と主要な挿入損失特性の変化の関係を2次多項式に最小自乗近似した時の微分係数として定義した。

PARAMETERS OF EACH CIRCUIT ELEMENT	MAJOR CHARACTERISTICS				
	f_a Hz	f_b Hz	f_c Hz	f_d Hz	L_d dB
$S_1 = 50 \text{ cm}^2$	- .07	.00	- .07	- .92	- .03
$S_1 = 10 \text{ cm}^2$	- .50	.00	- .85	- 11.35	- .77
$S_2 = 25 \text{ cm}^2$.08	3.45	2.83	.13	.08
$S_2 = 10 \text{ cm}^2$	- .75	- 9.65	7.50	- 4.00	- .26
$S_3 = 100 \text{ cm}^2$	- .23	.87	.45	- .03	.00
$S_3 = 15 \text{ cm}^2$	- 1.65	- 7.20	4.10	- 1.10	- .08
$S_4 = 50 \text{ cm}^2$.00	.00	.13	.13	.06
$S_4 = 10 \text{ cm}^2$	- .85	.00	2.85	- 9.85	- .18
$S_5 = 150 \text{ cm}^2$	- .05	.00	.35	- .35	.04
$S_5 = 10 \text{ cm}^2$	- 1.15	.00	5.60	- 8.00	.49
$S_6 = 15 \text{ cm}^2$	2.25	.00	1.50	- 1.25	.63
$S_6 = 10 \text{ cm}^2$	- 3.35	.00	2.75	- 3.35	.84

Fig. 16 Influence Map

影響度マップの例をFig. 16に示す。各要素のパラメータが左側の縦方向に、主要な挿入損失特性が横方向にそれぞれ配置されそれらの全組合せについて影響度が計算されている。このマップは次のような利点をもっている。

1. 主要な挿入損失特性を大きく改善できるパラメータが容易にわかる。注目の挿入損失特性の欄を縦方向に見て行き最大の絶対値を探すことで最大の改善効果を少ない変更で達成できるパラメータが分かる。

2. 注目の挿入損失特性の改善のために必要なパラメータの変更が量的に予測できる。この値は挿入損失特性に対し必要な変化量をマップ上の影響度で割り算する事で計算される。そして結

果の符号（+）は改善を成し遂げるためにパラメータ値を増加減のどちらにすればよいのか示している。

3. 対象パラメータ値の修正により注目の挿入損失特性の改善は期待できるが同時に他の挿入損失特性に影響を与える場合がある。このマップの対象パラメータの欄を横方向に調べることでそれらの影響を予測できる。

実際の改良において、パラメータ値はエンジンカバー内の限られたスペースの関係で自由に変更できないし、ある挿入損失特性の改善は他の特性の最適化と両立し難しい場合が多い。それ故それらのバランスが必要である。また最大回転数だけでなく使用回転域を通して改善効果をもたらせる事が重要である。本報告では、これらの事を考慮しつつ影響度マップを参考にして吸気サイレンサー形状の改良に取り組んだ。

上記手法の活用により共鳴箱をノーマル吸気サイレンサーに並列接続することで騒音低減の効果が予測された為、この結果を基に改良型吸気サイレンサーの試作を行った。この主な特徴は対策の必要な400Hz付近に反共振を有することである（Fig. 14）。

6. 挿入損失の測定⁽⁴⁾

試作した改良型吸気サイレンサーの騒音低減効果を確認するために挿入損失の測定を実施した。

ここで、

$$T^{(n)}_1 \cdot T^{(m)}_2 - T^{(m)}_2 \cdot T^{(n)}_1 = 1 \quad \text{Eq. (9)}$$

$$P^{(n)} / U^{(m)} = \infty \quad \text{Eq. (10)}$$

上式を式(2)に代入して次式を得る。

$$IL = 20 \log_{10} |P^{(n)} / P^{(m)}| \quad \text{Eq. (11)}$$

定速度音源の挿入損失は式(11)によって与えられ、音響管路全体における両端の音圧を測定することで容易に求められることが分かる。

挿入損失測定装置の構成図をFig.17に示す。

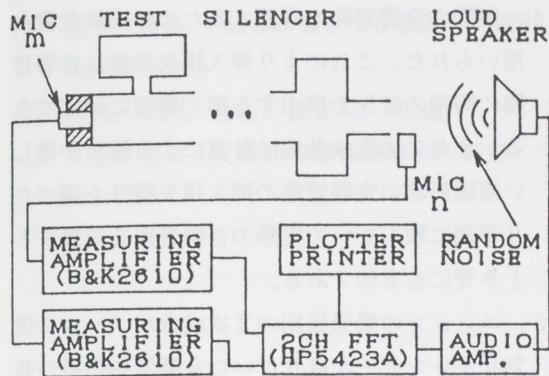


Fig. 17 Insertion Loss Measurement System

この装置においてマイクロホンmはリードバルブ壁に、もう片方のマイクロホンnは吸気サイレンサーの吸入孔に各々取り付いている。測定中はラウドスピーカよりランダムノイズが放射されこの2本のマイクロホンによって音圧信号が検出される。そして騒音計を経由して2ch-FFTに入力される。式(11)の計算が自動的に行われ挿入損失特性のトレースが画面に描かれる。

この装置を用いてノーマル吸気サイレンサー及び改良型吸気サイレンサー仕様の挿入損失特性を測定した。Fig.18はノーマル吸気サイレンサー仕

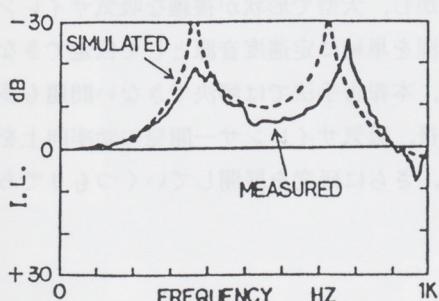


Fig. 18 Measured and Simulated I.L. Characteristics of Normal Silencer

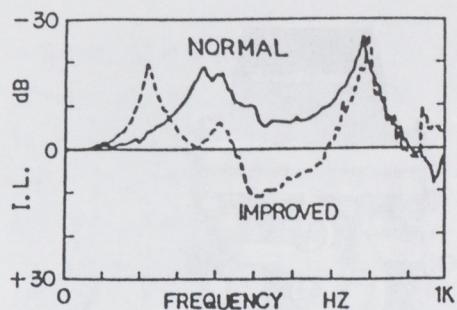


Fig. 19 Measured I.L. Characteristics of Normal and Improved Silencers

様の予測と実測の挿入損失特性を比較している。

Fig. 19はノーマル及び改良型仕様の挿入損失特性の測定結果を示す。これらの結果より次のことが分かった。

1. 予測と実測の比較から共振および反共振の傾向に良好な対応は見られるが挿入損失レベルの予測はあまり一致していない (Fig. 18)。
2. 予測された改良効果 (Fig. 14) は実測によつても確認された (Fig. 19)。

また、この測定装置 (Fig. 17) は計算による解析が難しい複雑形状の音響管路の挿入損失特性を調べたり予測に頼らないで実際の音響管路を改良するとき等にも有効である。

7. 実機評価

次に改良型吸気サイレンサー (Fig. 20) を実際に船外機に取り付け、この改良効果を見極めるために船外騒音を測定した (Fig. 21)。

結果として次の事が分かった。

1. 対策周波数の400Hzバンドの騒音が大幅に減少した。
2. さらにトータルの騒音レベルも減少している事から本報告の開発手順の有効性が確かめられた。
3. 200Hz付近に共振による増音が予測されたが (Fig. 14)、船外騒音でも僅かな増音が見られる。

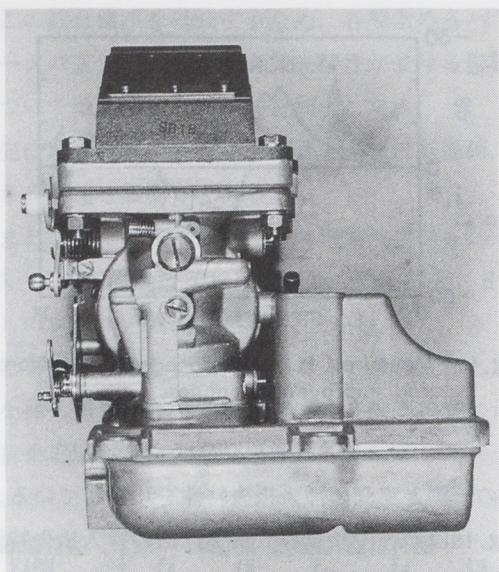


Fig. 20 Improved Silencer, Carburetor and Reed Valve

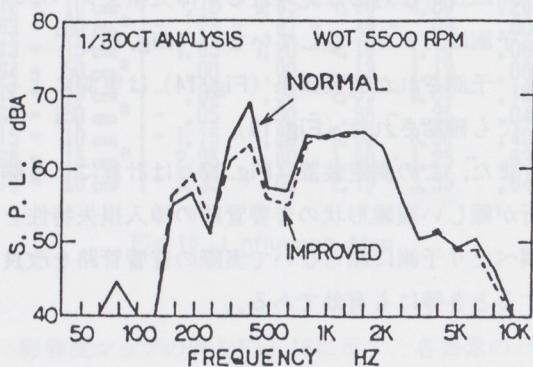


Fig. 21 Influence of Improved Silencer on External Noise

8. まとめ

一次元伝達マトリックス法を小型船外機の吸気サイレンサー開発に応用したときの研究成果を次にまとめる。

1. 計算上の音源はリードバルブ壁面に定速度音源を仮定できる。
2. 空気の流れと減衰項を無視した場合でも共振及び反共振が現われる周波数の予測が可能である。

る。

3. 吸気サイレンサー形状の改良は各要素のパラメータ変更とそれに連れて変化する主要な挿入損失特性間の関係を計算する電算プログラムの活用により効果的に成し遂げられた。
4. 実際の音響管路を評価するために実験装置が用いられた。これにより挿入損失特性は音響管路の両端の音圧を検出する事で簡便に測定できる。またこの実験装置は計算による解析が難しい複雑形状の音響管路の挿入損失特性を調べたり予測に頼らないで実際の音響管路を改良するとき等にも有効である。
5. エンジンの爆発周期の2次成分がノーマル吸気サイレンサーが取り付いた音響管路の持つ共振周波数と一致していた事を計算及び挿入損失の測定より説明できた。騒音低減はこの音響管路に爆発2次成分を打ち消す反共振が生じる共鳴箱を取り付けることで成し遂げられた。
6. 改良型吸気サイレンサーの評価は挿入損失の測定と実機の両方で行われ、大きな騒音低減効果が狙いどおりの周波数で実現された。さらにトータル騒音レベルも減少した。これにより本報告の手法としての有効性が確認できた。

この手法は実務レベルで簡便に使って開発効率向上に役立ち、低周波数領域が対象の小型吸気サイレンサー開発の分野への幅広い応用が可能と信じている。

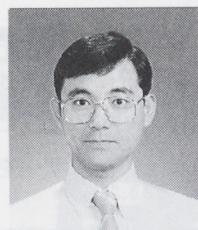
しかし、大型で形状が複雑な吸気サイレンサーや音源を単純に定速度音源として仮定できない場合等、本報告手法では解決できない問題も多い。

今後、吸気サイレンサー開発の効率向上を図るために、さらに研究を展開していくつもりである。

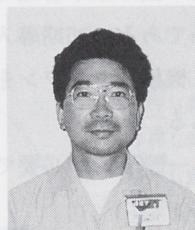
〔参考文献〕

- (1) GERMAN STANDARD DIN 45640.
"Measurement of External Noise Emitted by Water Craft on Inland Waters". June 1970
- (2) 福田, 奥田, "騒音対策と消音設計", 1976-10, 共立出版
- (3) 西村, 深津, 泉山, 長谷川, "伝達マトリックス法に基づく実験的音響管路解析の研究" (第1報, 管路要素の伝達マトリックスの計測手法), 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 54, No.504, p.1740-1746, 1988
- (4) 須山, 平田, "管内平面波の減衰定数(減衰伝搬を伴う消音器系の音響特性 第1報)", 日本音響学会誌, Vol.35, No.4, p.152-164, 1979

■著者■



大谷 弘昭



岡崎 正喜

製品紹介

ロー・タリーオ式手押し芝刈り機42cmクラス

見米清隆* 樋口稔** 小栗清彦***
 Kiyotaka Mikome Minoru Higuchi Kiyohiko Oguri

1. はじめに

ヨーロッパ向け手押し芝刈り機を市場に導入してから4年が経過した。

手軽に取り扱える手押し芝刈り機は欧米各地で見られ、庭のある家では必需品である。初期導入モデルは刈り幅46cmと53cmの2機種でエンジンを動力源とするロー・タリーオ式である。

商品の性格上、モデルバリエーションが必要で

あり、参入当初より42cmクラスの投入が計画されていた。

2. 市場規模と参入領域

ここに紹介する芝刈り機の理解を深めるために市場状況について述べる。

冒頭にあるように芝刈り機はヨーロッパの各家庭で一般ユーザーを主として使用されているが、



写真1 ヤマハ手押し芝刈り機

一部プロにも定期的な維持管理のための重要な機器（道具）である。

景観や美観を重視する国民性も手伝ってか庭の手入れをする光景をよく目にする。従って、用途に応じての芝刈り機は種々様々である。

2.1 市場規模

芝刈り機を形態別に分類すると

- (1)手押し芝刈り機（原動機無し）
- (2)電動モーター付き手押し芝刈り機
- (3)エンジン付き手押し芝刈り機
- (4)乗用芝刈り機（トラクター、ライディングモア）
- (5)トリマー（際刈り用）

などである。

さらに、芝、草の刈り込み方法、駆動輪の形態

によって細分される。表1は欧州の市場規模を示すもので、総需要は約360万台である。

このグラフから分かるように手押し式が主体の市場である。表2は手押し芝刈り機の主要3ヶ国の原動機の違いによる比率を示す。主要3ヶ国での総計は260万台であり全体の84%を占める。

さらに、原動機比率は各国で差が見られる。特に、イギリスは電動モーター式が多い上、刈った後に芝目をつける目的で使われる駆動輪がローラーであるものが全体の70%以上を占める。

表3は同じく主要3ヶ国においてエンジン付きでの刈り幅による差を示すもので、45cmを境にして2分される。45cm以上の主要クラスは46cmと53cmであり58万台、以下では40cm前後が多く45万台、35cm以下は微少である。

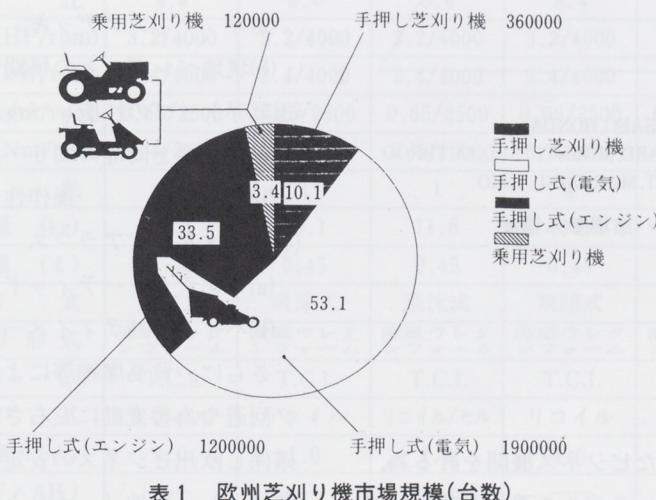


表1 欧州芝刈り機市場規模(台数)

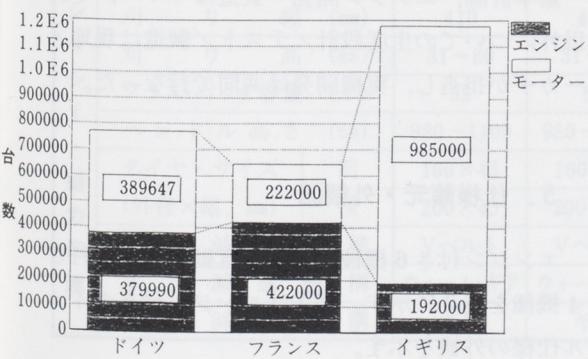


表2 手押し芝刈り機の原動機比率(エンジン&モーター)

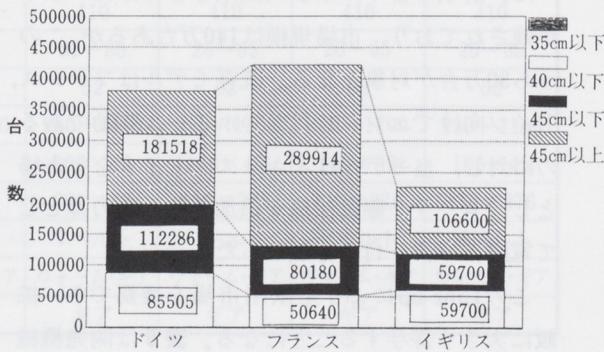
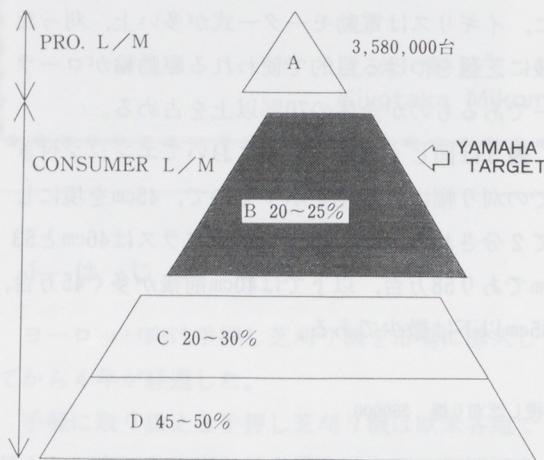


表3 エンジン付き芝刈り機の刈り幅による台数比率

2.2 参入領域

既存モデルはハイエンドクラスを狙った。当モデルも同様とし、一般ユーザーを主体に信頼性の高い商品を目標としている。表4はその参入領域を示すもので、ヤマハのターゲットである市場規模は60万台前後であり数社が競い合っている。



A GROUP : GABY, SABO

B GROUP : WOLF, TORO, SABO, HONDA

C GROUP : ST1GA, BERNARD, MOUNTFIELD, GUTBROD

D GROUP : OTTO, KYNAST, MARAZINI, ALKO

表4 ヤマハ市場参入領域

3. 開発の端緒

業界でさらに安定したビジネス展開を計る為、第2段として刈り幅42cmモデルの導入が望まれていた。前項のように未参入領域としては45cm以下が残されており、市場規模は140万台あるが、このうち30万台が対象となる。既存モデルはフランス、ドイツ向けでエンジン付きのホイール駆動であるのに対し、当モデルはイギリス、ドイツを主市場とし、ローラー駆動仕様が追加され、動力源として電動モーター付きも加わった。

このLine-upにより全欧州市場を凌駕でき、拡販に大きく寄与することになる。表5は開発機種名と商品概要を示す。

表5

機種名	商品概要		
YLM342P	PUSH	ホイール仕様	エンジン付 3HP, 16inch
YLM342S	SELF		
YLM342SE	SELF+E/L		
YLM342PR	PUSH	ローラー仕様	
YLM342SR	SELF		
YLM342SER	SELF+E/L		
YLE242P	PUSH	ホイール仕様	電動モーター付 16inch
YLE242S	SELF		
YLE242PR	PUSH	ローラー仕様	
YLE242SR	SELF		

4. 開発の狙い

上述の背景より以下の点を開発目標とした。

- (1)エンジンの騒音・振動低減
- (2)重量・コスト低減
 - (a)カッティングデッキ、グラスバッグの樹脂化
 - (b)現地ベンダーとの早期情報交換
- (3)業界トップの性能レベル
 - (a)競合機と同等の刈り・集草性能
 - (b) " 操作性
- (4)トータルアピアランス
 - (a)インテグレーティッドデザイン
 - (b)ハイクオリティイメージ

さらに、貿易摩擦等による輸入締め出しのリスク回避や為替変動に左右されないコスト競争力を確保し欧州ビジネスの安定を計る為、現地生産を前提とし、現地メーカーとの技術提携を実施した。

基本計画、エンジン開発・製造はヤマハ、それ以外についての生産設計/テスト/製造は現地メーカーが担当し、実機開発は共同で行なった。

5. 仕様諸元・外観図

エンジン付き6機種を表6、電動モーター付き4機種を表7に示す。図1はエンジン付きホイール仕様の外観を示す。

表6

機種		YLM342					
		P	S	SE	PR	SR	SER
寸法・重量	全長 (mm)	1260	1260	1260	1260	1260	1260
	全幅 (mm)	440	440	440	440	440	440
	全高 (mm)	1100	1100	1100	1100	1100	1100
	ホイール・ベース (mm)	585	585	585	585	585	585
	トレッド (mm)	前 385 後 395	385	385	385	385	385
	乾燥重量 (kg)	28	30	33	29	31	34
性能	最高速度 (km/h)	3.6	3.6	3.6	3.6	3.6	3.6
	登坂能力 (度)	20	20	20	20	20	20
	制動停止距離 (m)	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
原動機	原動機種類	強制空冷4ストロークOHVガソリン	強制空冷4ストロークOHVガソリン	強制空冷4ストロークOHVガソリン	強制空冷4ストロークOHVガソリン	強制空冷4ストロークOHVガソリン	強制空冷4ストロークOHVガソリン
	総排気量 (cm³)	112	112	112	112	112	112
	内径×行程 (mm×mm)	59×41	59×41	59×41	59×41	59×41	59×41
	圧縮比	8.4	8.4	8.4	8.4	8.4	8.4
	最高出力 (HP/rpm)	3.2/4000	3.2/4000	3.2/4000	3.2/4000	3.2/4000	3.2/4000
	DIN(kW/rpm)	2.4/4000	2.4/4000	2.4/4000	2.4/4000	2.4/4000	2.4/4000
	最大トルク (kgm/rpm)	0.65/2500	0.65/2500	0.65/2500	0.65/2500	0.65/2500	0.65/2500
	DIN(Nm/rpm)	6.4/2500	6.4/2500	6.4/2500	6.4/2500	6.4/2500	6.4/2500
	気筒数	1	1	1	1	1	1
	单体重量 (kg)	10.1	10.1	11.6	10.1	10.1	11.6
機器	潤滑油容量 (ℓ)	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45
	潤滑方式	飛沫式	飛沫式	飛沫式	飛沫式	飛沫式	飛沫式
	エアクリーナ形式	濾紙ウレタンフォーム	濾紙ウレタンフォーム	濾紙ウレタンフォーム	濾紙ウレタンフォーム	濾紙ウレタンフォーム	濾紙ウレタンフォーム
	点火方式	T.C.I.	T.C.I.	T.C.I.	T.C.I.	T.C.I.	T.C.I.
	始動方式	リコイル	リコイル	リコイル/セル	リコイル	リコイル	リコイル/セル
	燃料タンク容量 (ℓ)	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
	バッテリー容量 (V×AH)	—	—	12×3.2	—	—	12×3.2
	カッティング・デッキ材質	プラスチック	プラスチック	プラスチック	プラスチック	プラスチック	プラスチック
	刈り幅 (mm)	410	410	410	410	410	410
	刈り高 (mm)	31~80	31~80	31~80	26~65	26~65	26~65
シヤシ・動力伝達	グラス・バッグ容量 (ℓ)	52	52	52	52	52	52
	ハンドル高さ (mm)	980~1100	980~1100	980~1100	980~1100	980~1100	980~1100
	タイヤ・サイズ (外径×幅、mm)	前 160×45 後 200×45	160×45	160×45	160×45	160×45	160×45
	1次減速機構	Vベルト	Vベルト	Vベルト	Vベルト	Vベルト	Vベルト
	2次減速機構	ウォーム・ギア	ウォーム・ギア	ウォーム・ギア	ウォーム・ギア	ウォーム・ギア	ウォーム・ギア
	3次減速機構	ギア	ギア	ギア	ギア	ギア	ギア

表 7

機種		YLE242			
		P	S	PR	SR
寸法・重量	全長 (mm)	1260	1260	1260	1260
	全幅 (mm)	440	440	440	440
	全高 (mm)	1100	1100	1100	1100
	ホイール・ベース (mm)	585	585	585	585
	トレッド (mm)	前 385	385	385	385
	後 395	395	395	395	395
重量 (kg)		26	28	27	29
原動機種類		ブレーキ付き交流モーター	ブレーキ付き交流モーター	ブレーキ付き交流モーター	ブレーキ付き交流モーター
最大出力 (kW/rpm)		1.5/2800	1.6/2800	1.5/2800	1.6/2800
カッティング・デッキ材質		プラスチック	プラスチック	プラスチック	プラスチック
刈り幅 (mm)		410	410	410	410
刈り高 (mm)		31~80	31~80	26~65	26~65
グラス・バッグ容量 (l)		52	52	52	52
ハンドル高さ (mm)		980~1100	980~1100	980~1100	980~1100
シヤシ	タイヤ・サイズ	前 160×45	160×45	160×45	160×45
	(外径×幅、mm)	後 200×45	200×45	110×376	110×376

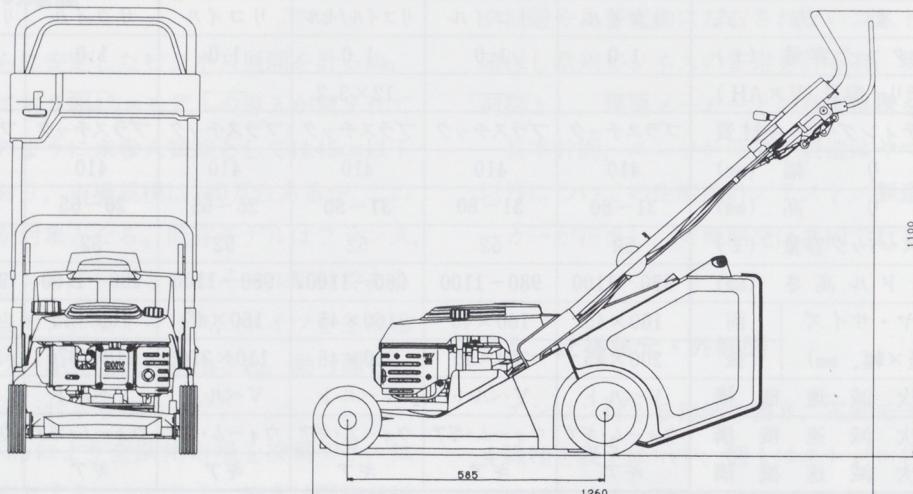
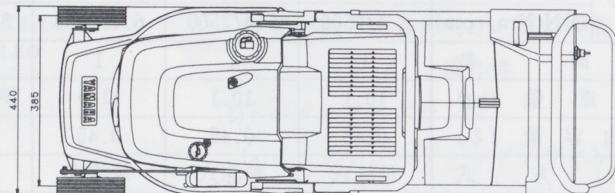


図 1

6. 構 造

図2にエンジン付きリヤローラー仕様のシステムレイアウトを示す。



No.	名 称	No.	名 称	No.	名 称
1	走行クラッチレバー	10	スクレイパー	19	タンクキャップ [®]
2	バッテリーケース	11	刈り高インジケーター	20	オイルゲージ
3	ディスチャージカバー	12	ポールベアリング	21	折りたたみ式ハンドル
4	集草バック	13	マフラープロテクター	22	バッグクリップ [®]
5	刈り高調整機構	14	リム	23	リコイルスターター
6	ハンドル高さ調整用ブラケット	15	カッティングデッキ	24	キースイッチ
7	自走駆動機構	16	タイヤ	25	セルスターター
8	リヤローラー	17	エンジン	26	ハンドルグリップ
9	チェーン	18	エアーフィルター		

図 2

6.1 エンジン

欧洲向け手押し芝刈り機用として、刈り幅42cmクラス初めてのOHVであり、図2に示すようにクランクシャフトが垂直のレイアウトである。

特に、軽量・コンパクト・低コストを目標とし、かつ手押し芝刈り機特有の問題への対応を織り込んだ。

(a)軽量・コンパクト

全体形状をコンパクトにする為、クランクケースを小さくする目的でショートストローク設計とした。これに伴うクランクシャフトの軽量化等により、エンジン重量10.1kg（セル無しモデル）を達成した。また、吸気系・排

気系をシリンダヘッドの左右へ配置することにより、低重心化も図っている。（図3参照）

(b)コスト

計画段階と1次試作段階において、他部署及び部品メーカーとの協力により、種々のコストダウン案を織り込むことができた。

その例として

- ・アルミダイキャスト製フラマグローター
- ・カム軸駆動ギヤの焼結化
- ・ファンケースとリコイルスタートケースを樹脂一体化

などが挙げられる。

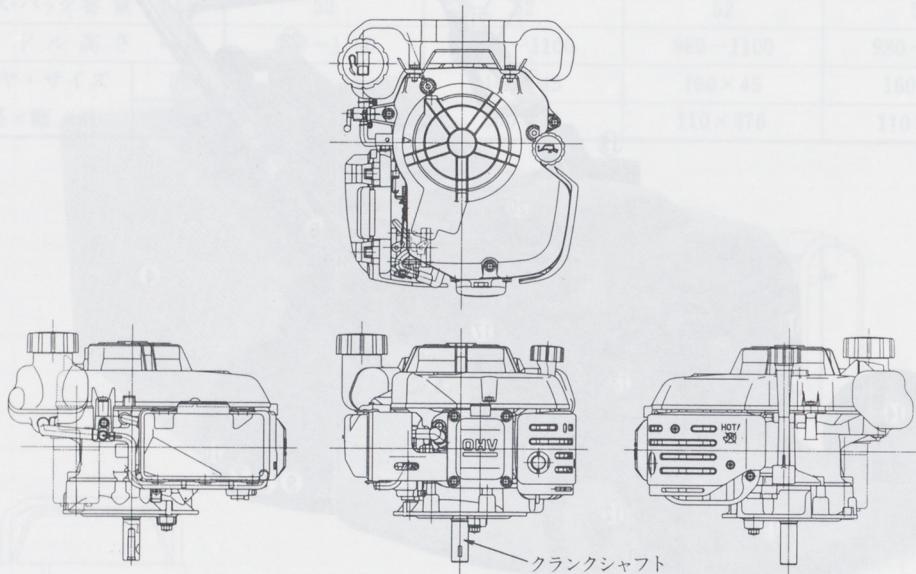


図2

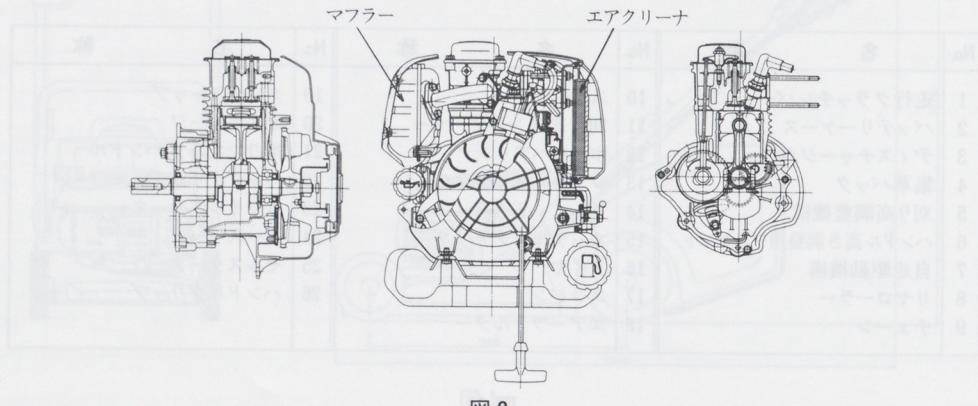


図3

6.1.1 主要部

(1) シリンダヘッド
アルミダイキャスト製であり、コンパクトな燃焼室とする為、吸気・排気バルブ及びスパークプラグの位置を可能な限り近づけた。コストダウンとしては型構造の簡略化に留意して設計し、具体的には吸気・排気ポート部一体のスライドコアと共に、そのコア数の低減を行った。

(2) クランクケース

シリンダ一体で、鋳鉄スリーブ鉄包みのアルミダイキャスト製である。スリーブ肉厚はシリンダ歪が小さくなるようテストによって決定した。ブリーザ室はブリーザ中のオイル分離と、整備時の90°横倒しでもブリーザ系からのオイル流出がないよう、入口・出口・オイルリターン孔の位置及び形状を注意深く選定した。

(3) クランクシャフト

芝刈り機特有の問題である石打ち（ブレードが石をはねる）によるクランク曲がりに対して、材質を鍛造と共にブレード側軸受径を大きくすることで強度的に配慮した。

(4) コンロッド

アルミダイキャスト製とすることで往復運動重量の低減と、ベアリング等を用いない直受けの大端を可能としている。

6.1.2 動弁系

既存モデルY LM446/453 (JA 9) の動弁系部品との共通使用を考慮したレイアウトであり、整備性・コスト等から部品点数の少ないOHV機構となっている。（図3参照）

(1) ロッカーアーム

JA 9共通のピボット支点支持の板金製ロッカーアームを使用し、バルブクリアランス調整はピボット位置の調整により行う。

(2) カムシャフト

鋳鉄製で、PV値を低くおさえたカムプロフ

ィールとすることにより熱処理を不要としている。クランクシャフトとカムシャフトとの軸間距離は、ブッシュロッド長さを考慮しながら最小となるよう設定し、全体のコンパクト化に寄与している。バルブタイミングは低速トルクを重視して決定した。

(3) デコンプ

排気用カムにJA 9と同構造のオートデコンプを採用し、リコイル引き力の軽減を計った。

6.1.3 ガバナ

クランクギヤにかみ合う樹脂性フライウェイトギヤを設け、この中のガバナ機構でスロットルバルブを制御して、エンジン回転数を一定に保っている。インストルメントパネル上のレバーによりLo・アイドルとHi・アイドルが選択でき、チョークもこのレバーに連動している。（図4参照）

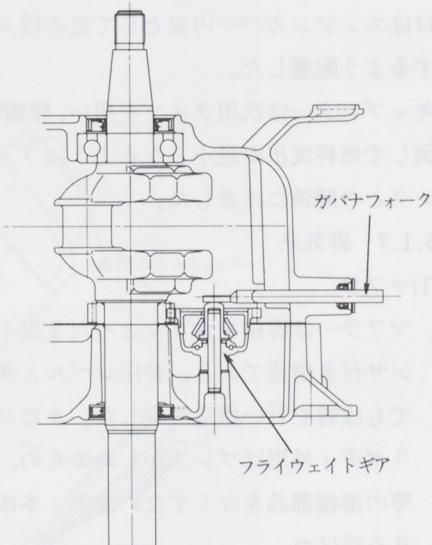


図4

6.1.4 潤滑系

クランクケース内の潤滑はカム軸から駆動される円盤状のスプラッシャギヤによって、またロッカーアーム室へはケース内圧の脈動を利用して飛沫潤滑を行なっている。またオイル通路は全て鋳抜きで孔を開けコストに配慮した。

芝刈り機は20°以上の急斜面で使用される場合もあり、どちらの方向に傾いても潤滑が可能なよう前に前記のフライウェイトギヤと反対位置にスプラッシュギヤを配置している。(図3参照)

6.1.5 冷却系

冷却はフライマグローターに一体の遠心ファンによる強制空冷である。フィンの間への芝詰まりによる冷却性能低下を避けるため、フィンを囲うエアシュラウド等はない。シリンダーへッドまわりでは排気ポートを風上にレイアウトすることで偏温を小さくし、信頼性を上げている。

冷却風の一部は排気系部品の冷却を行い排出される。

6.1.6 吸気系

ブレードが舞い上げる土ぼこりや枯れ芝が多い使用環境もある為、エレメントは濾紙・ウレタンフォームの二重構造とし、またエアクリーナの吸入口はエンジンカバー内側として芝の侵入を少なくするよう配慮した。

キャブレターは汎用タイプを用い、整備時の90°横倒して燃料流出が最小となるようにフューエルタンクとの関係に注意した。

6.1.7 排気系

(1)マフラー

マフラーは容積を大きくとった2室+サイレンサ付き構造である。音圧レベルと共に聴感でも改善を行い構造決定した。またコストよりボディ外周はプレスかしめで止め、ステー等の溶接部品をなくすためボディ本体に取付孔を設けた。

(2)プロテクタマフラー

プロテクタマフラーは、外表面温度を下げる為、冷却風の流れに留意した形状となっている。

6.2 シャシー、動力伝達

6.2.1 カッティングデッキ

エンジンをはじめ主要な構成部品が取り付けられ、芝刈り性能を決定するスクロール部も含む。

材質はA B Sプラスチックであり、重量軽減による取扱性向上、デザイン自由度を増すために採用された。他社でも同材質が多く、レギュレーションによる衝撃強度、寸法安定性等を考慮すると芝刈り機に適している。(図5)

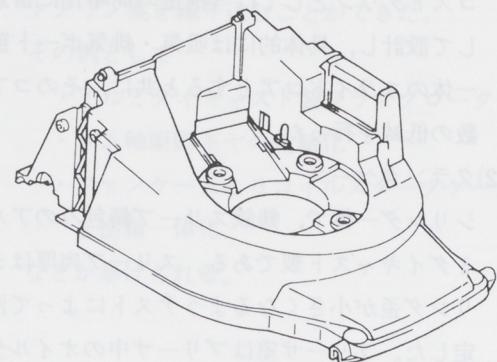


図5

6.2.2 ブレード

図6は取付状態を示す。クランクシャフトに直結されており、芝に対し直角に回転する。

回転方向先端は研磨され、あらゆる芝に対応し、鋭い切れと十分な強度、耐磨耗性が要求されるためにバネ鋼が用いられている。

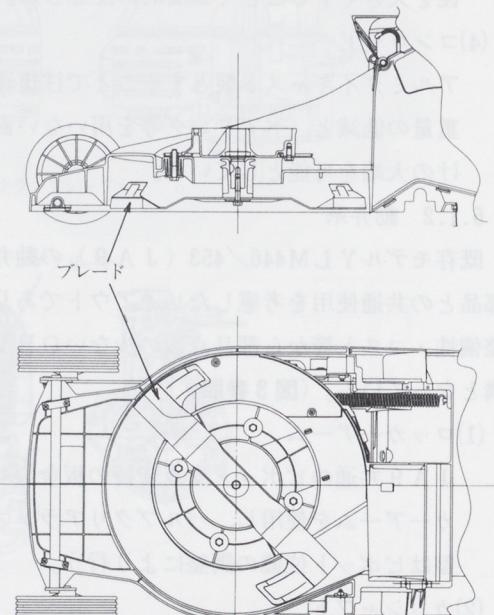


図6

6.2.3 刈高機構

ユーザーの好みに応じて、刈り込み高さを5段階選定することができる。一度決めてしまえば、変更は頻繁に行なわれないが、調整に際しては簡便に操作できるようにワンタッチ方式とした。実

際にはホイールとブレードの位置が変化することで高さが変わることになり、各ホイール毎に独立した調整機構を有するものもある。

調整はロックレバーを指で押し、本体を手で上下することで可能となる。（図7）

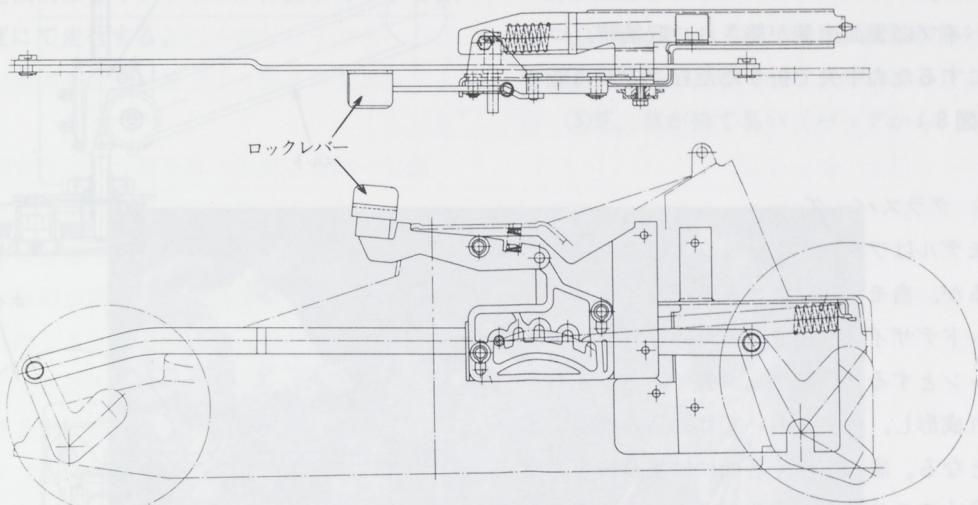


図7

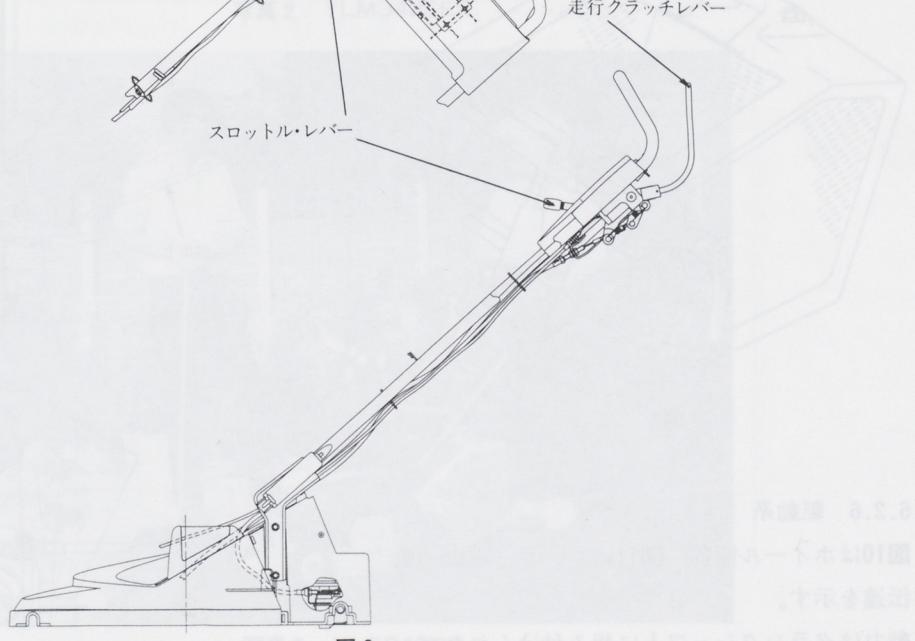
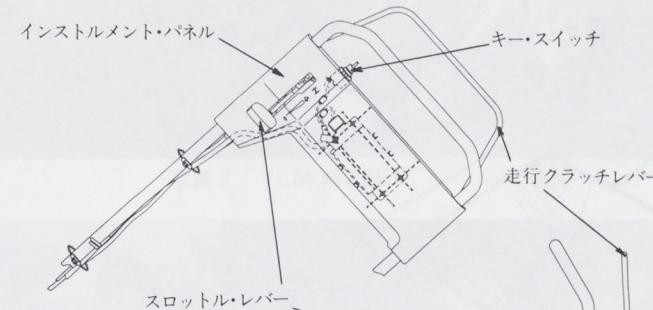


図8

6.2.4 ハンドル

カッティングデッキ後上方に配され、ユーザーが最も近接する。芝刈り機を操作することを主とし、走行レバーをはじめ、始動スイッチ、スロットルレバーを有するインストルパネルが取り付けられている。

鉄製パイプに表面塗装が施され、収納時、コンパクトにするため中央で折りたたむことが可能である。(図8)

6.2.5 グラスバッグ

既存モデルはフレームとメッシュにより構成されているが、当モデルはコスト低減、インテグレーティッドデザインを達成するために材質をポリプロピレンとするプラスチック製である。左右をそれぞれ成形し、中央においてはめ込み構造により一体となる。底部を除く各面には集草性を考慮した数多くのスリットがある。さらに、芝を容易に排除するために両手で支持できるように底部にグリップ部を設けた。(図9)

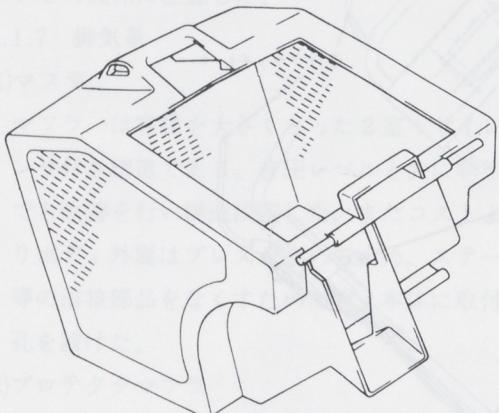


図9

6.2.6 駆動系

図10はホイール駆動、図11はローラー駆動の動力伝達を示す。

動力はクランクシャフトに組み付けられたプ

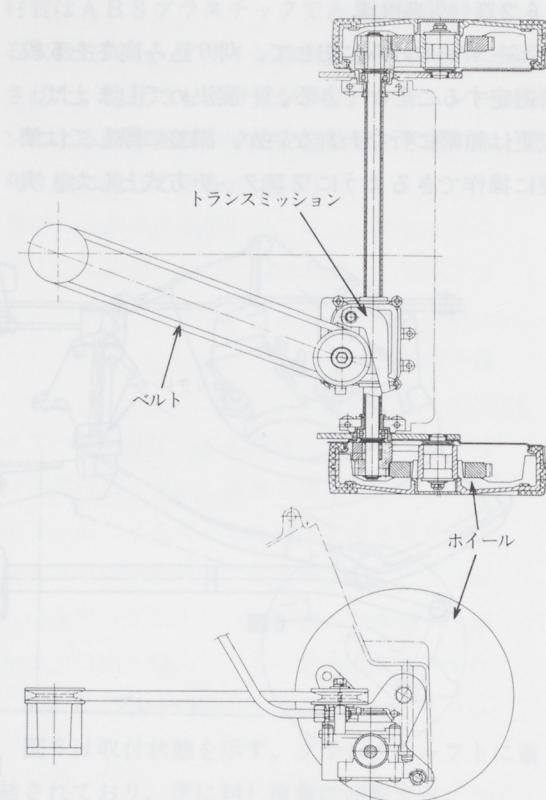


図10

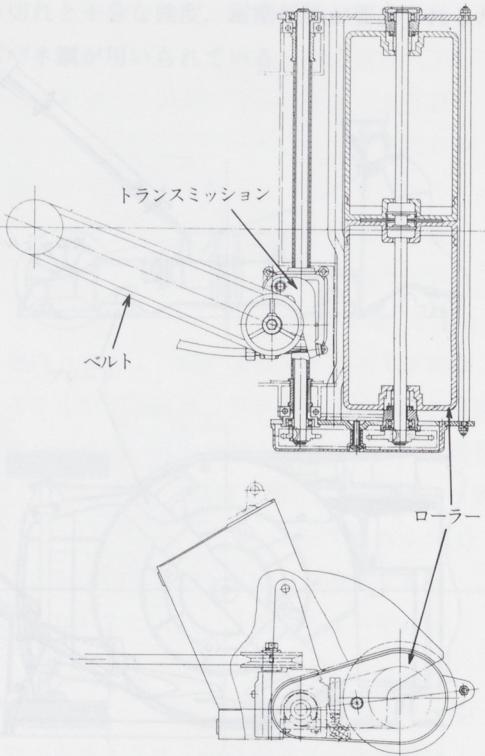


図11

リーよりベルトを介して、クラッチ機構を内蔵するトランスミッションへ、さらにミッションに連結されたアクスルシャフトからホイール仕様の場合はホイール内部に取り付けられたギアへ、ローラー仕様はチェーンを介してローラーに伝達される。変速機構はなくクラッチが作動している場合、一定速度にて走行する。

7. 機能・性能

7.1 機能

芝刈り機はエンジン又は電動モーターからの出力をブレード（刃）に直結し、芝・草を刈る。

要求機能としては

- ①芝面が均一（刈り残し、段差が無い）
- ②集草性が良い（バッグに詰まる）
- ③芝、草が捨て易い（バッグから）



写真2 YLM342SER



写真3 YLE242PR

④取扱性が良い（ハンドル、レバーの操作性）等が上げられる。

当然ながら、振動、騒音が小さいことが望まれる。刈るメカニズムの現象としては単純であるが、最終的に芝がバッグに収納するには一度切られた芝は再度、細かく切断され、ブレードの翼部分で発生した風力でカッティングデッキのスクロール部を周回し、バッグに押し込まれる。シーズン始めに一部、バッグを使用せずに芝を刈るが、一般的にはバッグ付きで使われる。

上記要求を満たすためには、カッティングデッキのスクロール形状、ブレード翼角、排出口形状、エンジン回転数等が重要な要因となる。これらの中には相反するものがあり、各社の特異性として製品に表れる。

7.2 性能

地域、種類、密度、高さ、季節による芝の状態が異なることで、刈り性能は影響される。ヨーロッパ向けとして各機種1仕様設定しているが、米国向けを考慮した場合は、カッティングデッキ、ブレード等、主要部品は専用とならなければならない。性能として種々の各項目が上げられるが、ここでは芝刈り機として重要な集草性能について述べる。

図12～15は各機種の集草量とバッグ充填率を示す。ここでの集草量はバッグ内に集められた芝を計量したもので、比較機共バッグ容量は52リッターである。バッグ実容量以上の値は満杯で充分詰まった状態であり、芝が湿ってくると満杯になる前に地面に落ちて、集草できなくなる。

バッグ充填率はバッグ実容量に対する見かけのバッグ内集草量（実際に集草された量）であり、この場合も湿ってくると充填率は低下する。

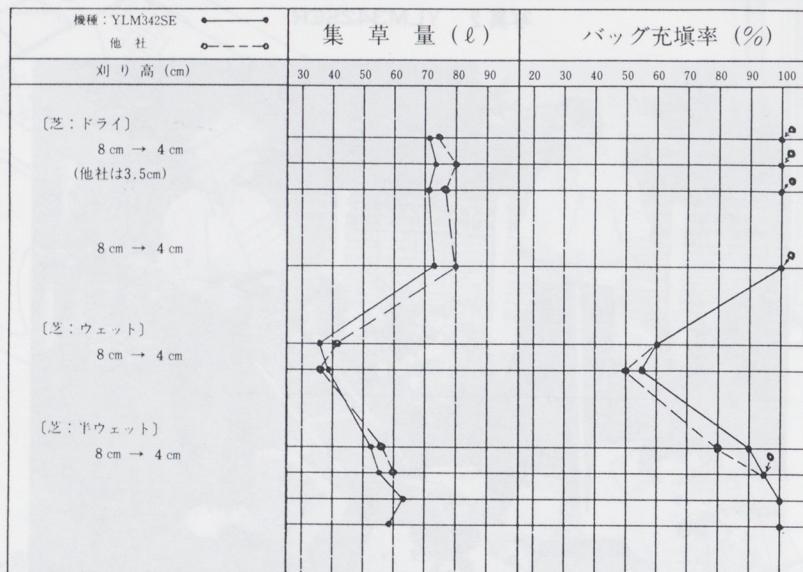


図12

ロータリー式手押し芝刈機42cmクラス

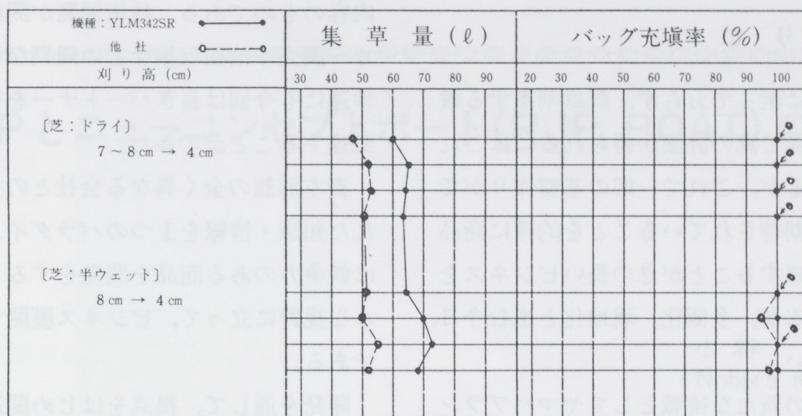


図13

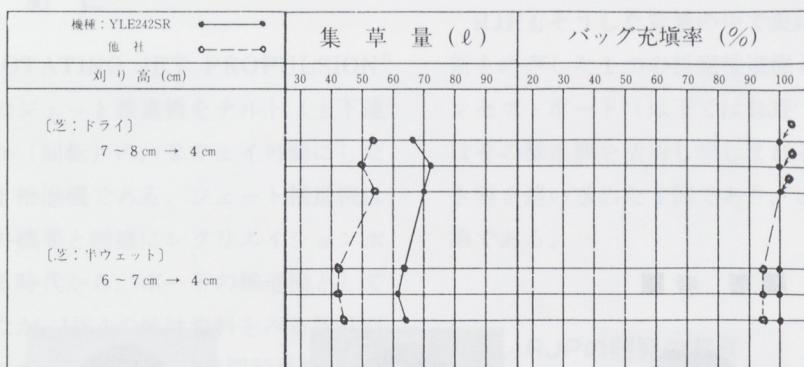


図15

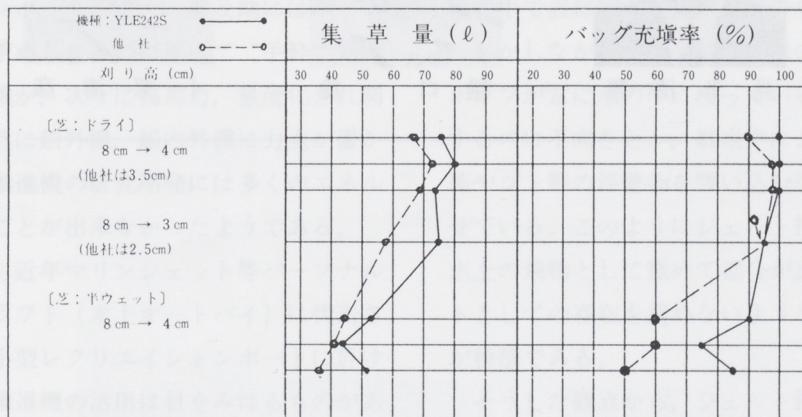


図14

8. おわりに

市場寡占領域に至っておらず、群雄割拠する厳しい芝刈り機業界で真の評価が得られるにはこれから数年を要するが、これで一応の基盤作りができた。ヤマハに期待されていることを的確に商品やサービスに反映することが息の長いビジネスを続ける要因であるが、多極化、現地化と進む今日、我々の課題は多い。

今回の開発での新たな挑戦としてヤマハブランドにふさわしい商品を“現地で生産する”というテーマがあった。これは真の“現地化”を意味し、関連部署の総合力を発揮しなければ到達できない

内容のものである。技術開発が開始するまでメーカー調査や情報収集などの周到な準備がなされた。幸運にも今回は良きパートナーを得て、生産まで到達することができた。

資本形態の全く異なる会社との共同開発で得られた知識・情報を1つのパラダイムとして、さらに競争力のある商品を開発をすると共にグローバルな視野に立って、ビジネス展開することが必要である。

開発を通して、拠点をはじめ関連部署の方々の尽力と助言を頂きました。感謝をすべての人に伝えることが出来ないのが残念ですが、紙面を借りてここに御礼申し上げます。

■著者■



見米清隆



樋口稔



小栗清彦

/製品紹介/

RJP とニューコンセプトボート (RJP BOAT) の紹介

小林 昇*
Noboru Kobayashi

1. はじめに

RJP は “ROTATING JET PROPULSION” の略で、従来のジェット推進機をチルト（上下運動）と、ロール（回転）の、2 ウェイ可動にした回転式ジェット推進機である。ジェット推進機は船外機、船内外機等と同様にレクリエイションボートが普及する時代から、ボートの推進機として親しまれてきたが、USA の統計資料をみるとジェット推進機のユニットはここ 20 年間船外機の 100 分の 1 程度の保有数で現在まで推移している。

これには諸々の理由があったと考えられるがレクリエイションボートの拡大、普及期にはボートのスピードが求められるのに伴って “手軽で効率の良い” 船外機が、次々に高馬力、量産化され開発者の目も自然に船外機、船内外機に力点が置かれ、ジェット推進機の研究開発には多くのエネルギーを費やすことが出来なかったようである。

しかしながら近年マリンジェット等パーソナルウォータークラフト（水上オートバイ）に代表されるように、小型レクリエイションボートに於ける、ジェット推進機の活用は目をみはるものがあり、比較的停滞していると言われる小型レクリエイションボートの技術開発に大きな影響を与えて

いる。

RJP もそうした背景の中で更にボートの技術革新をめざした 1 つの提案推進機として、ニューコンセプトボート（以下では RJP BOAT とする）はその推進機を活用し親しまれるボートの有るべき姿を追い求めた 1 例であり、ここに紹介する次第である。

2. RJP の開発の背景

ジェット推進艇の特徴は比較的浅い所を走ることが出来る為に航走領域が拡がることや、サンゴ礁の中で直線航走が出来る等の利点がある。

しかしながら、そうした利点の反面、ジェットポンプが常に水の中に浸っていることから、係留するのに不向きとか、航走中にジェット吸入口に藻やゴミ等の浮遊物を吸い込む等難点も持ち合わせている。このようにジェット推進艇の利点は、水上の乗物として極めて都合が良く、難点はボートとしての存在を認めないようなところがあるのが特徴である。

こうした観点から、ジェット推進艇の開発の歴史をみると、比較的ジェット推進機の利便性だけを前面に出した開発が多くあったようで、ある周期をもって、開発しては消えて行くような繰返しが長く続いていた。特にこの現象は毎年開催され

* マリン事業本部 WV 統括部

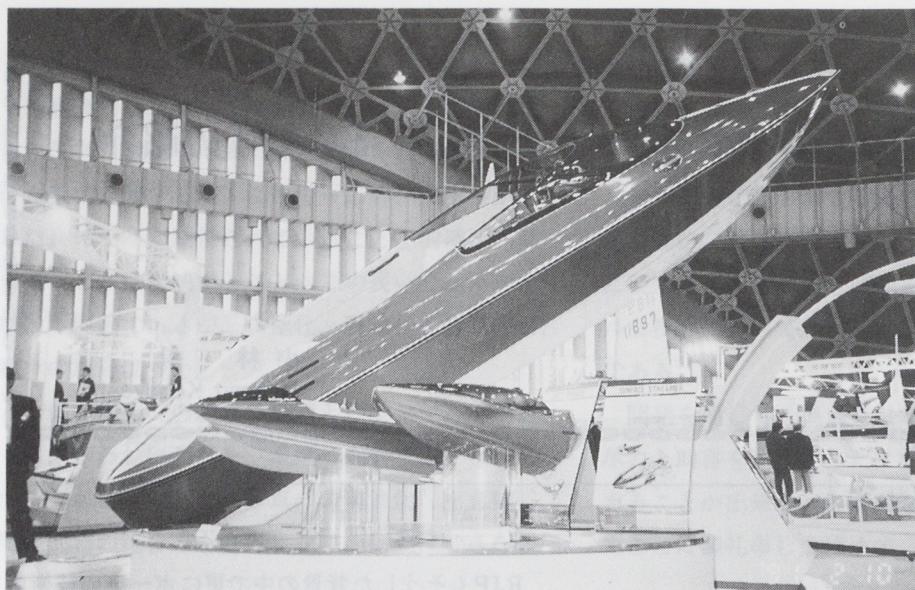


写真 1
東京国際ポート
ショーに参考出
品した
「RJP BOAT」

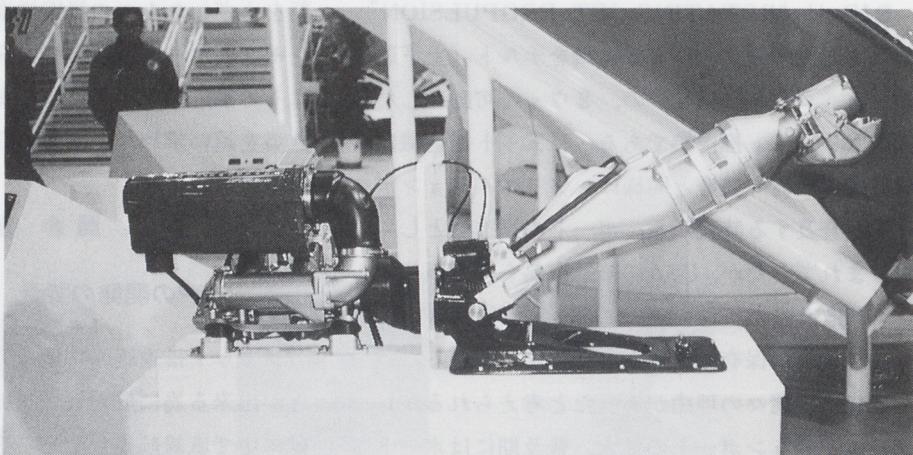


写真 2
東京国際ポート
ショーに参考出
品した
「RJP POWER-
UNIT」

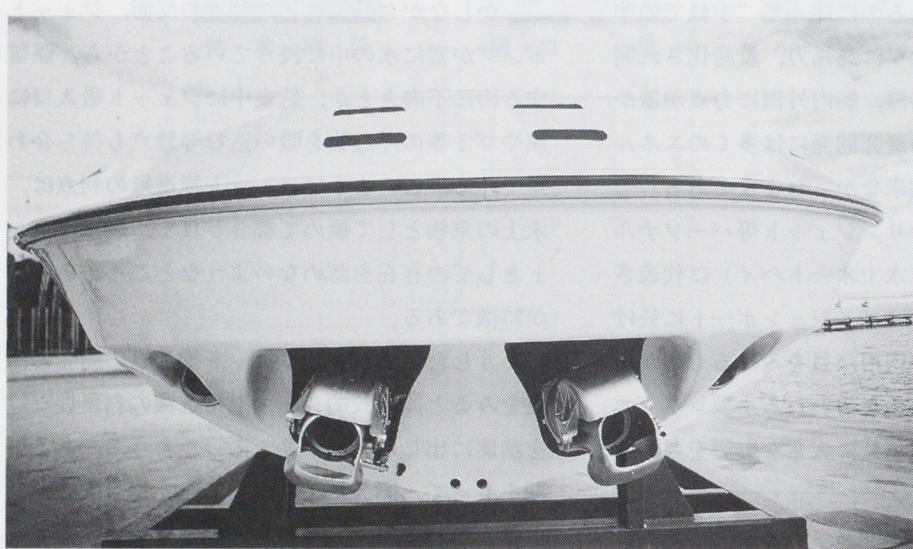


写真 3
後方から見た
プロトタイプ艇

ている欧米のボートショウにその傾向が顕著に表われている。ところがその中でも非常に適確にこの難点を“小型軽量で可搬性に富み、かつ転覆を前提にしたウェットな乗物”という商品コンセプトで解決したのが、前述のマリンジェット等のパーソナルウォータークラフトである。この場合当然係留はほとんどすることがなく藻やゴミ等の浮遊物の詰まりには、操船者自ら水中で除去してしまう等、さほど難点と思わず使用されているのが現状である。

従ってジェット推進艇の魅力だけが遺憾なく發揮されることになり、1モデルで何万隻も販売されるようなボート業界に於いて過去に例を見ないような普及をとげている。これを更に中、大型のレクリエーションボートに発展させようとすると、前述の商品コンセプトだけでは難点を克服するのに限界があり、構造的に解決しなければならない。そこにRJPの開発の原点がある。

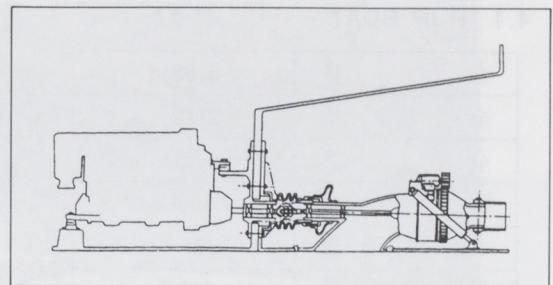
RJPはこうした背景を踏まえ従来の固定式のジェット推進機をチルトとロールの2ウェイ可動にし、吸水口の点検が船内から行なえることで、万一の藻やゴミ等の浮遊物に対処し易くしている。そして係留に際してもインペラ部を水面上にチルトアップさせておくことが出来るようにし、かつジェット推進機の本来の特性をより向上させていくものである。

3. RJP (プロトタイプ) の構成と作動

RJPはエンジン部、トランサム軸受部、ユニバーサル部、ジェット部、そしてチルト部の連結により構成されており、作動は次の図のとおりである。

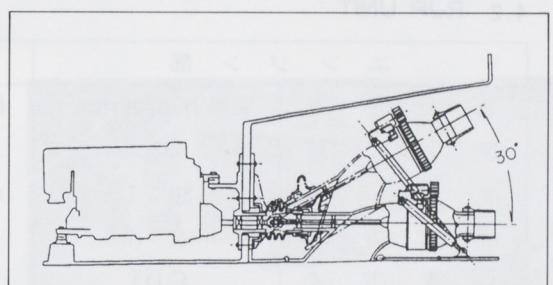
3.1 航走時

航走時はジェット吸入口が油圧のチルトシリンダーにより船底部に固定される。



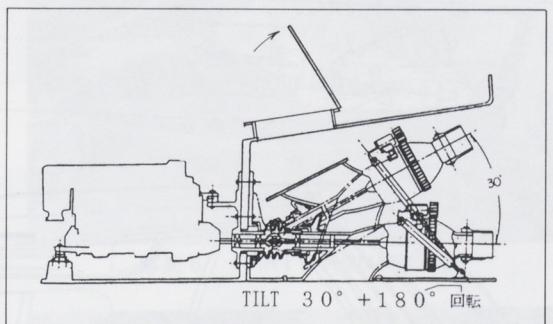
3.2 チルトアップ時

チルトアップは約30度まで上げることが出来る。



3.3 ロール時

チルト後ロールを始めて吸入口が180度反転する。これによってインペラの周囲の水は排水され、吸入口を直接手で触れることが出来る。



4. RJP BOATの概要

東京、大阪国際ボートショーに参考出品したRJP BOAT (写真1~3) の仕様諸元と全体配置は次のとおりである。

4.1 RJP BOAT

全 長	5.88m
全 幅	2.42m
全 深 さ	0.71m
重 量	800kg
エンジン配置	50馬力×2基
燃料タンク容量	160ℓ
定 員	6名
航 行 区 域	限定沿海

4.2 RJP UNIT

エンジン部		ジェット部	
最 大 出 力	50馬力/6000rpm	静 止 ス ラ 斯 ト	225kg
排 気 量	633cc	ノ ズ ル 可動角	約25度
混 合 比	50:1	ポンプ方式	軸流一段
冷 却 方 式	水 冷	インペラ回転方向	左(後方から見て)
点 火 方 式	C.D.I		

4.3 全体配置

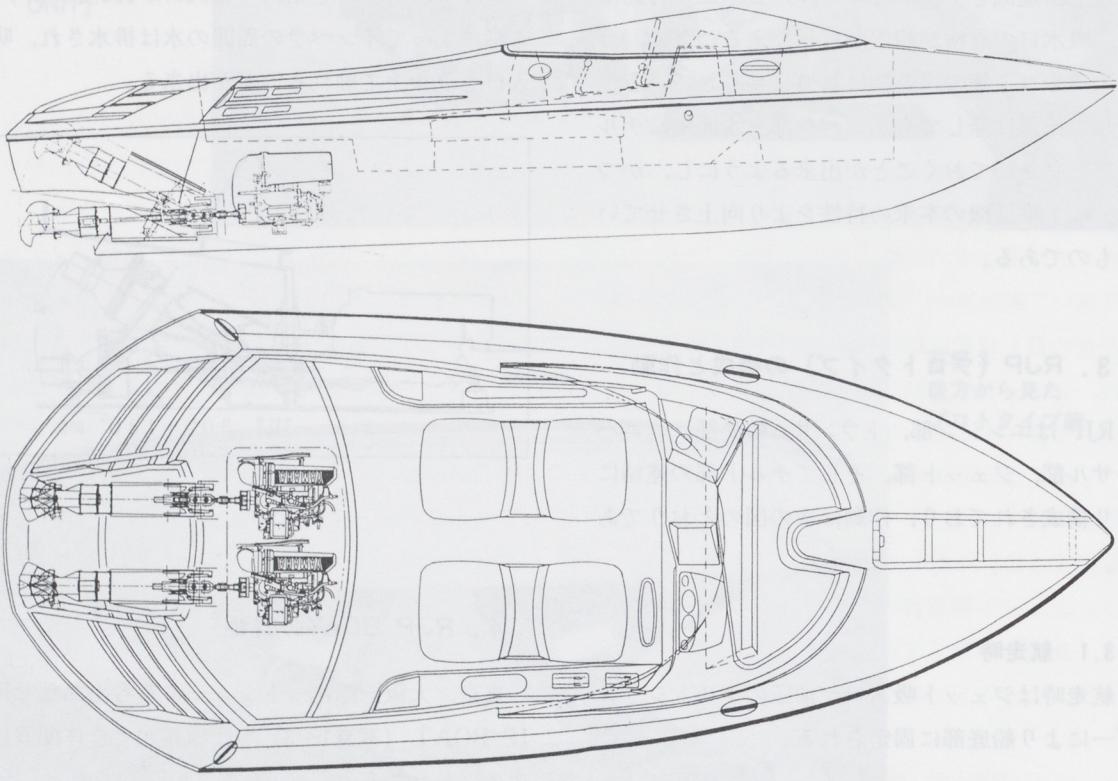
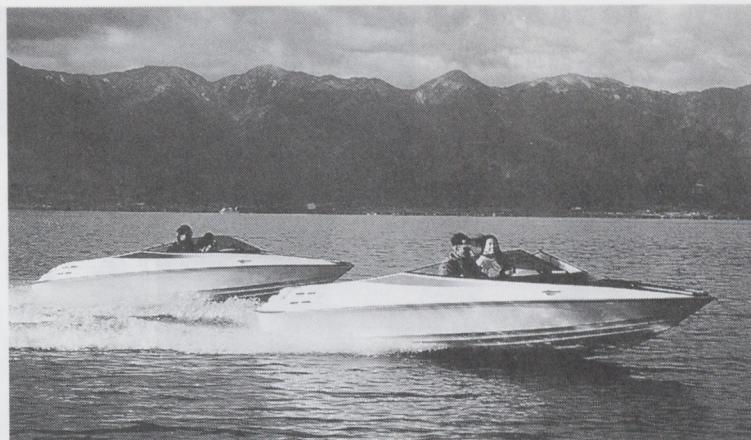


写真4
プロトタイプ艇
の航走風景



5. RJP BOATの魅力

今回参考出品したRJP BOATは、マルチバーパスランナバウトとして表現してみた。

推進機がどこにどのように設置されているのかわからないようなフォルム……広い後部コックピットとバウに人の乗降の為のステップがついている。……ビデオでは不思議な走り方をしている等、今までのランナバウトに見かけない機能性能からRJP BOATは今後のボートの発展に多くの可能性を秘めている。写真(5~7)のボートはそうした可能性を検討しスケールモデルにした事例である。

現時点でRJP BOAT(プロトタイプ)が有している主な特徴について述べる。

5.1 機能的なボート形状

今まで比較的突起の少ないフラッシュサーフェイスの船体形状のボートが各国で開発されてきたが、推進機をセットすると推進機そのものが上にも下にも突起してしまうことが多く、全体としては若干残念な出来栄えだった。

RJP BOATでは参考出品艇(写真1)のように推進機を含めてオールフラッシュサーフェイスのボートを作り出すことが出来た。

突起した所が無いというのはそれを特徴としてまとめあげたスタイリングはもとより、機能性能に至るまで良いことが多いと想定できる。

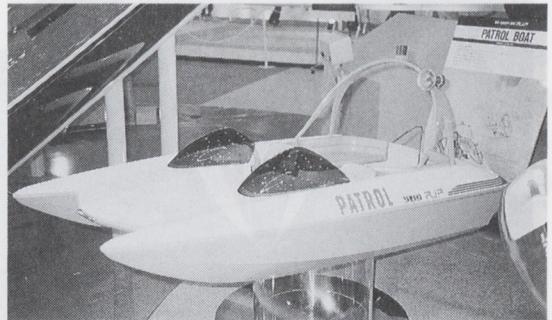


写真5 PATROL BOAT

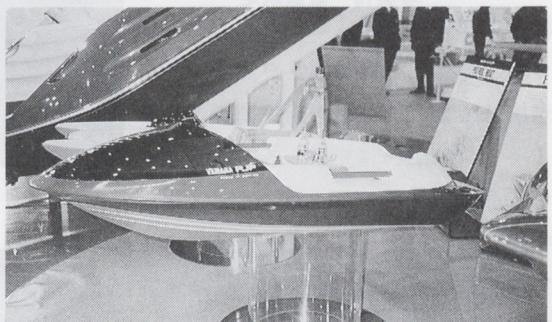


写真6 PARTY RUNABOUT

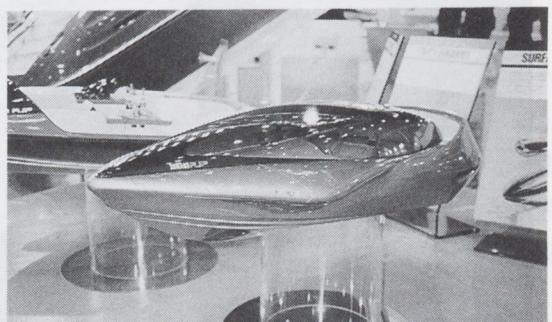


写真7 SURFACE STREAMER

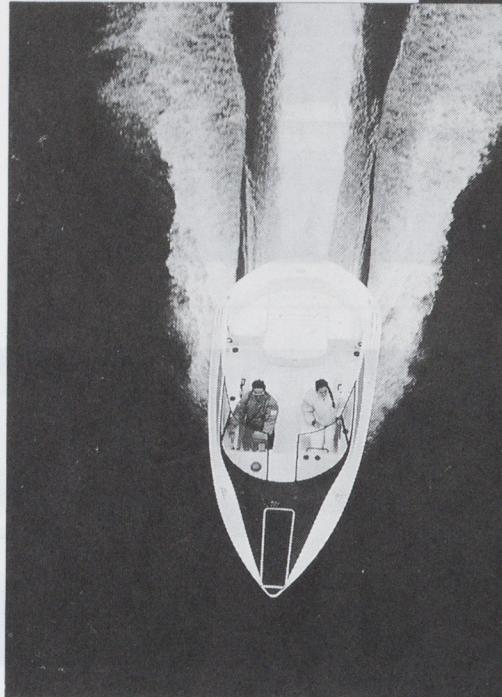


写真10 直進航走

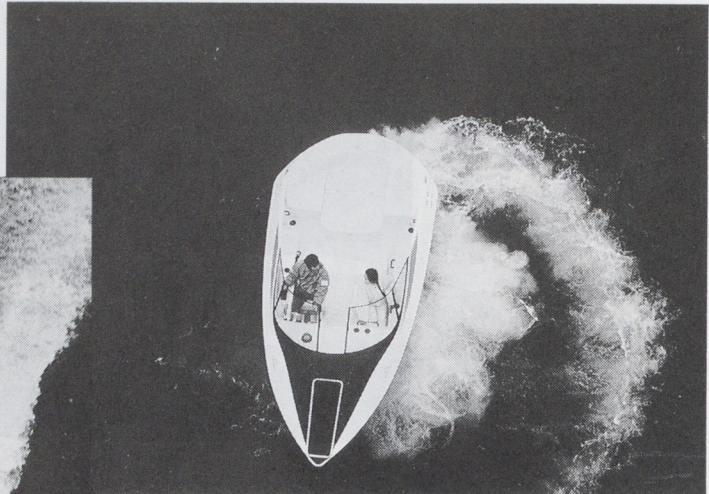


写真11 低速旋回

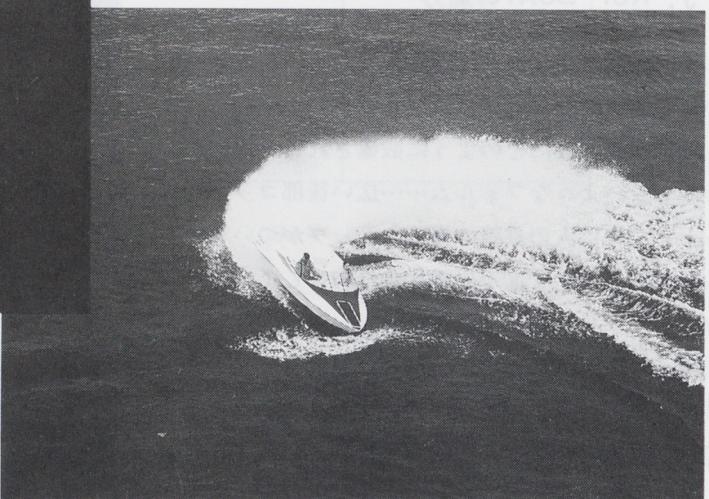


写真12 高速旋回

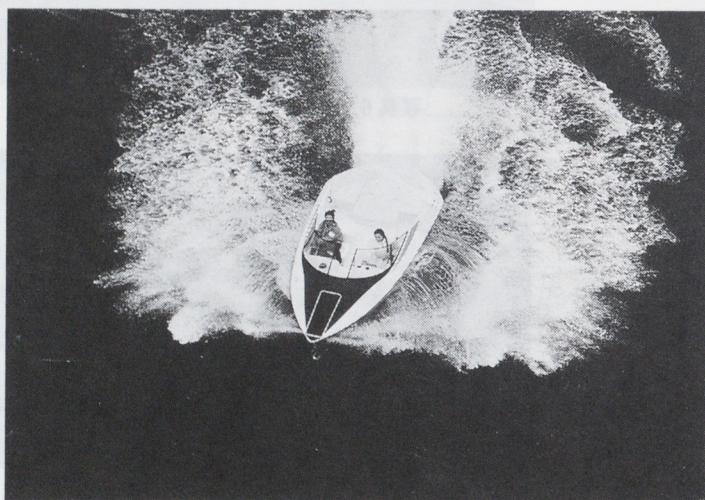


写真13
全速力からの急減速

そして将来的に増加が見込まれるマリーナ等の保管場所に於いても船台やラックの高さが低く出来る点や今まであまり試みられていないラックの奥行き方向での保管も可能になると考えられる。美しく無駄の無い船体形状は使う人々に感動を与えるほか使用環境にも良い影響を与えるものである。

5.2 浅瀬航走

浅瀬航走はジェット推進艇の基本的な利点である。浅瀬航走が出来るということは、航走領域が飛躍的に拡大することであり、かつ効率の良い最短距離で航走することも可能となるだろう。

これは陸地から島との間に浅瀬や中州があつて遠まわりしなければならない所や、汐待ちをしなければならない所では大変有意義なことである。こうした面ではレクリエーションボートに限らず業務艇に於いても省エネルギーの側面を持ってい

る。また浅瀬航走が容易であることから浅瀬の上下架や運搬、保管も可能となり水辺の土地の有効活用という面に役立てることが出来るかもしれない。こうした考え方は従来の港やマリーナの施設だけが、陸上と水辺を結ぶ手段であったものを今後はそれ以外の場所に於いても可能となるだろう。そうした面からレクリエーションボートがより手軽により大衆化されることを期待したい。しかしこうした新しい試みを実践するには私共マリン業界関係者の努力やボートを使用する人々のマリンマナー（ポートマンシップ）を高めることも同様に進めなければならないことと考える。

5.3 高い運動性

RJP BOAT の運動性は比較的まろやかである。これは船底上に推進部があることにより、常に船底形状に沿った運動性が得られることである。ステアリングの操作荷重もボートの速力に直接影響されないので操作フィーリングが良い。

ここでRJP BOAT のプロトタイプの直進性、旋回性について述べる。(写真10～13参照)

直進性では直進時にジェット噴流と舵切りのノズルが平行の位置にあり、推力部からの反力が極めて少ないので直進性を考えた場合、片手の指をハンドルにそえる程度で直進性を保つことが出来る。このことは水上スキー等曳航の際のスタート時に前方の視界と後方のスキーヤーの両方をドライバーが見る姿勢がとれるので大変使い易い面がある。また直進から左右に転舵した場合、ステアリングハンドルの舵切り分だけの荷重を感じ、仮に手を放すとすぐさま直進位置に戻ろうとするのでまろやかさは自動車感覚に似ている。

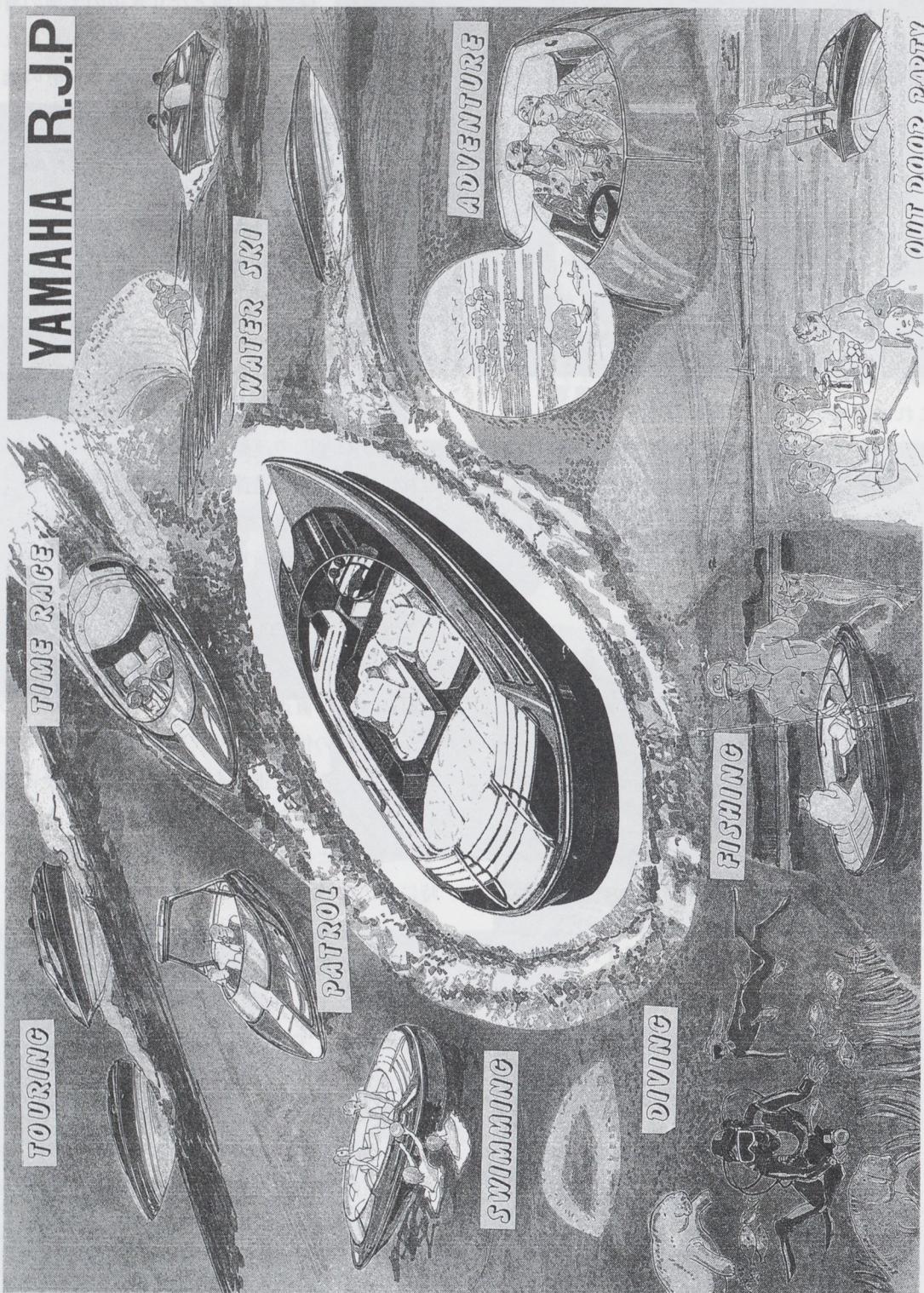
旋回性は低速ではシングルでもツインでもステアリングを切りさえすれば、船体の中央部を軸として、その場旋回をすることができる。この運動性を心得ているとマリーナの着岸や水路では便利である。高速に於いては比較的小さな旋回径で旋回することが出来、極めて機動力を有するものとなっている。また更につけ加えるとRJP BOAT



写真8 バウステップを降ろす(プロトタイプ)



写真9 バウから乗船者が降りることが出来る(プロトタイプ)



の減速にはおもしろいものがある。

一般的なボートでは減速する時すぐさまスロットル開度を絞り、ボートの船体抵抗により減速するものであるが、これとは若干異なり、スロットルの開度とは関係なく減速できることである。従って減速と旋回とをうまく組合せると新しい運動性が生まれることになる。

こうした運動性の研究は今後も進めたいと考えている。

6. RJP BOATとデルタ船型

RJP BOAT は比較的多用途な機能と高い運動性を有しているが、これを可能にしている主要因はボート全体をデルタ船型にしたことによることが大きい。デルタ船型は機能面で見ると、使い易い後部のコックピットが広くなる点である。当然、推進機部が突起していないのでこの部分を広げることによって、1クラスも、2クラスも上級のボートのコックピットがとれる訳で、このクラスでも船内バーべキューパーティーが可能である。また水中からの乗込み口が広くなり、スイミングやダイビングにも便利である。

更に最も乗心地の良い後部に大きなシート部を設けることも出来、快適なボーティングが楽しめる。デルタ船型を運動面で見ると、旋回時に過度な傾斜が起り難いのでスムーズな旋回が出来る。特にジェット推進機に於いてはスラストラインが高いので過度な傾斜によるエヤードローを防ぐのにも有効である。そしてまた動的安定性にも優れていることである。これは船体重心部近くに最大幅があり、必然的に滑走面の中心がその付近に寄ることで安定した航走性能が得られ、結果としてよう波性にも優れたものになる。

ボート開発では狙いに応じてのコンセプトが重要であるので必ずしも好例とは言えないが RJP BOAT に至るまでジェット推進艇の船型開発をした結果としてデルタ船型は大変相性の良いものの

ようである。一度トライすることを奨めたい。

7. おわりに

RJP BOATは'91年東京、大阪国際ポートショーに参考出品し様々な反響を得た。想定していた内容もあれば意外な内容もあり大変勉強になった。RJPは今後のボートの発展の中で船外機、船内機、船内外機と同様に小数派ながら一つの推進機として親しまれることを望んでいる。私共はジェット推進艇の開発を通じ“ウォータービーグル＝マリンジェット”というジェット推進艇を世界約 110 カ国以上に送り出し地球上の多くの水辺とかかわりあいを持ってきた。今、RJPの試作艇のジェットルームには小さな袋が設置されている。この回転式ジェット推進機の特性により、たまたま水中より得た藻やゴミ等の浮遊物は、陸上に持ちかえるようにしている。

些細なことであるが、“RJP BOATが走ると水辺がきれいになる”そんな気持ちで自然環境と接したいと思い日々開発している次第である。

■著者■



小林 昇

特別寄稿

切粉細分化による品質・生産性向上

杉浦三夫*
Mituo Sugiura

1. はじめに

第4工場では毎日8トンもの大量切粉を出しながら生産している。機械加工とは、物を削ることにより、形状・穴位置度で μm 単位の精度を保証して、製品を提供することが特徴であるが、そこには必ず切粉が発生する。この切粉が生産性や精度に多大な悪影響を及ぼしており、これを上手に処理することが、機械加工での大きな課題の一つであった。しかし、切粉に対しては捨て去られ物という認識で、関心が低いのと形状や量が千差万別で解決困難であるため、対策が遅れていた。

切粉の悪影響の項目を分解したものを表1に示したが、かなり多方面に影響が及んでいる。実際の生産ラインにおいても、全仕事量の1/3を切粉処理に費やしている。機械加工職場にあっては切粉は諸悪の根源であり、これを解決すべく、我々は切粉と激闘してきた。切粉処理は一筋縄で解決は不可なので、体系立てた対策案を構築し、我々の技術ノウハウを開発しつつ取組んできた。

多くの切粉対策方法があるが、その中でも根本は切粉そのものであり、処理しやすい切粉づくりが第一と考え、対策の基本とした。処理しやすい切粉とは流れやすい切粉であり、その第1の方法

は切粉を細分化することであると位置づけた。本報告では切粉の細分化について述べる。

2. 展開のプロセス

切粉を細かくしようとし、メーカーから市販されている刃具を次々とテストしたが、目標とする切粉を得られなかった。そこで、独自に切粉を細分化する方法を確立しようと決意し、業務スタートした。展開としては、基礎実験を実験室レベルで実施し、その結果を踏まえて実際の生産ラインに適用していった。そのプロセスを図1に示す。表1のように分析した。切粉の処理方法を表2のように体系的にまとめて、切粉の細分化の役割を明確にして進めていった。

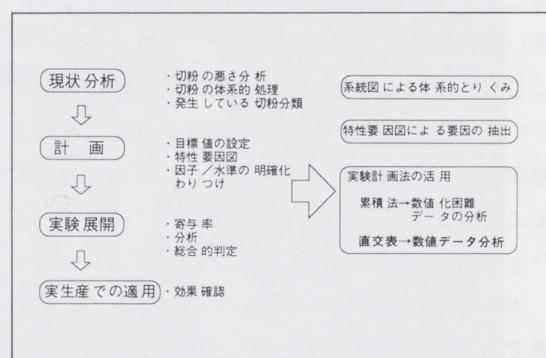


図1 展開プロセス

* M C 事業本部 第4工場

表1 切粉の悪さ分析

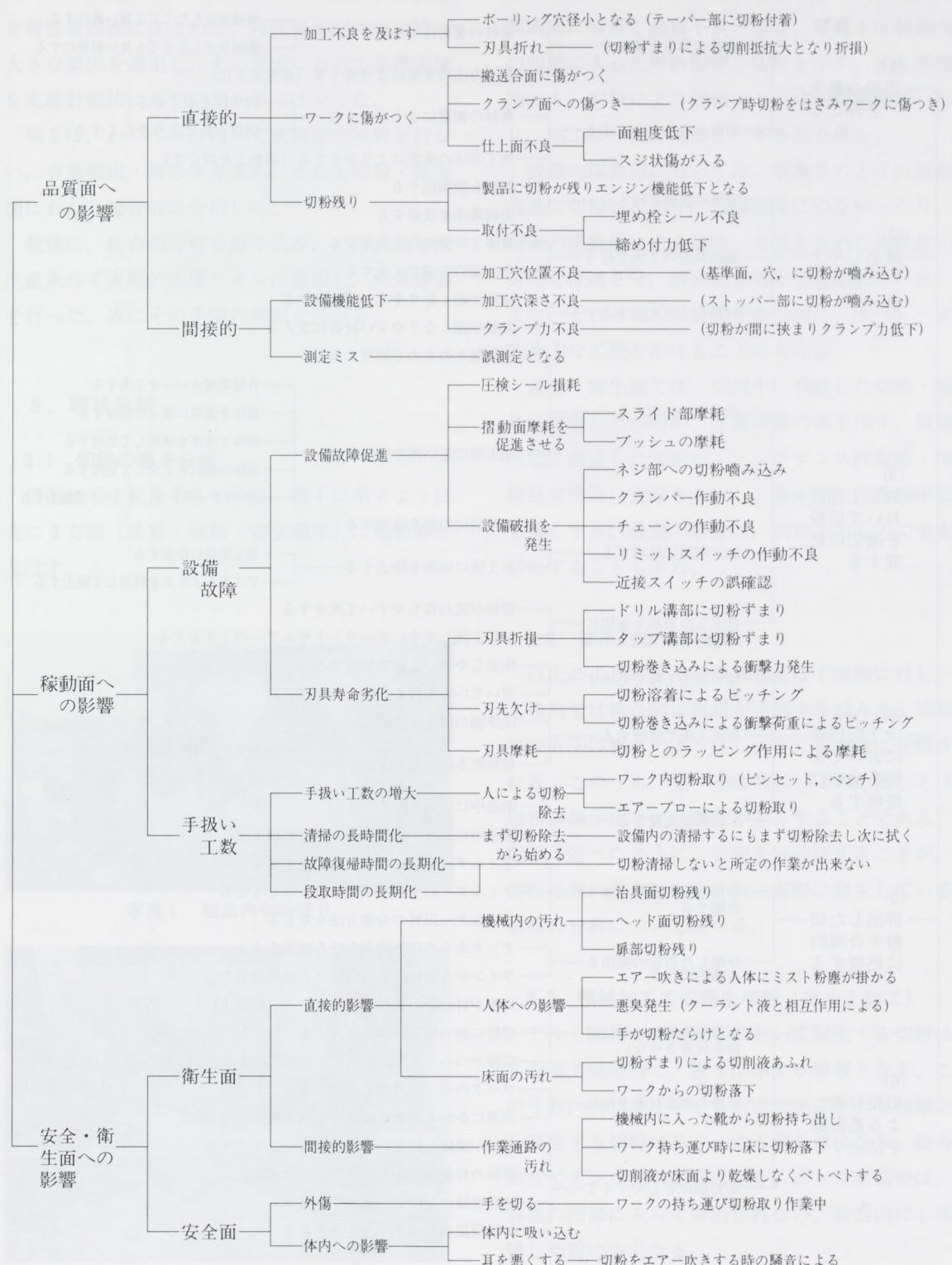
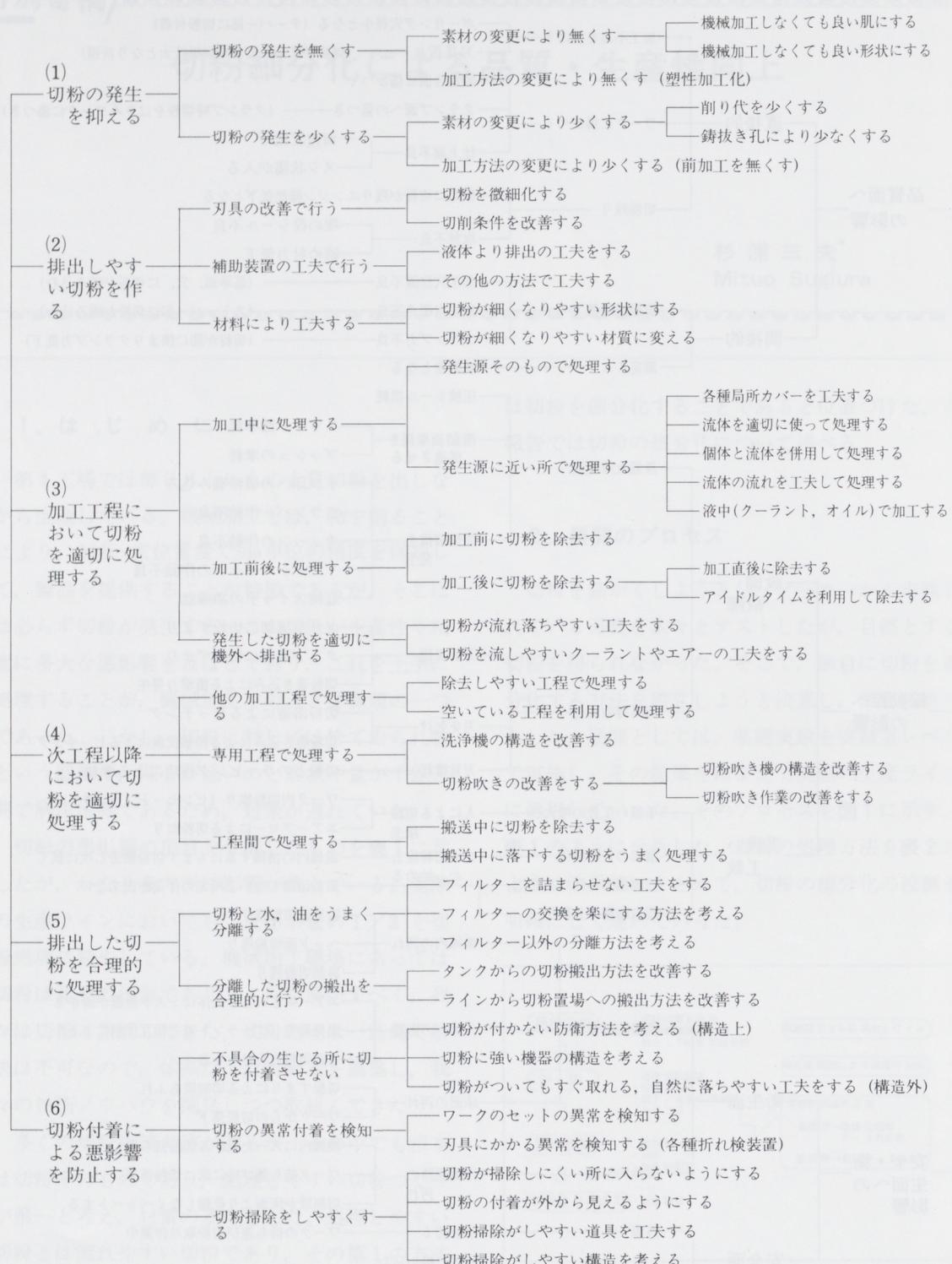


表2 体系的な切粉処理



第2に、計画段階で目標とする切粉の大きさを決め、その大きさ以内にするために関係する要因を特性要因図にまとめた。特性要因図の中で特に大きな要因を選出し、その要因において基礎実験を実験計画法に基づいてわりつけをした。

第3に、わりつけに従って実験室で実験を行ない、有意要因・寄与率を求め、それを切粉・精度面にわたり総合的に分析した。

最後に、総合的分析を折り込み、一部改良した生産条件で実際の生産ラインに適用し、効果確認を行った。次にその手順の詳細を述べる。

3. 現状分析

3.1 切粉の悪さ分析

切削加工で発生する切粉は、表1に示すように主に3方面（品質・稼動・安全衛生）に悪影響を及ぼす。

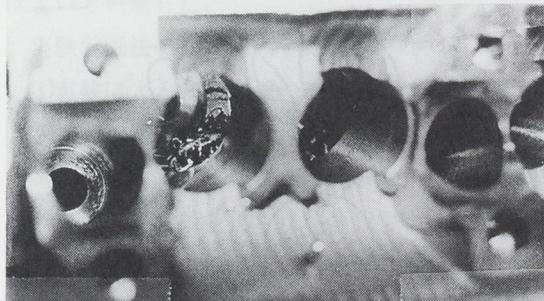


写真1 製品内切粉残り



写真2 設備内切粉残り

品質面においては、切削中に切粉が巻き込んで加工不良になったり、製品表面を傷つけたり、製品内部に残留し品質不良となる。写真1は製品内の凹部に入った排除困難な切粉を示す。また間接的にも、切粉により設備のセンサーが誤確認したり、加工基準面に堆積して不良品を作る。

設備の稼動面においては、写真2のように設備内部に切粉がたまり、設備故障につながったり、設備の誤動作による破損、刃具を含めた消耗品の劣化を促進させ、設備総合効率を悪くしている。また、それら切粉を排除するために、オペレータに多大な工数をかけることにもなる。

安全・衛生面では、切削中に飛散した切粉・製品に付着した切粉が、作業通路の床を汚す。設備内部に滞留した切粉が、メンテナンス作業時・消耗品交換時に支障をきたし、衛生面・作業能率面を悪くする。最悪の場合は、切粉そのもので手を切傷することもある。

3.2 体系的な切粉処理

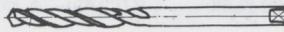
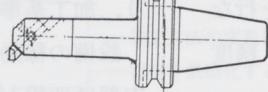
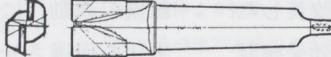
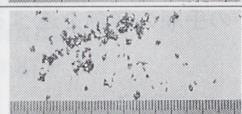
以上のように多くの悪さを及ぼす切粉に対し、工場内では総合的に取組んで解決を試みた。切粉処理方法は表2のように、大きく6項目に分類される。このうち、(2)～(6)に共通していえることは、切粉を細分化して処理しやすくなることである。冒頭に述べたように、切粉を細分化することが、切粉処理の基本である。次に実際に発生している切粉の分析について述べる。

3.3 機械加工での発生切粉（アルミ加工）

アルミ部品の切削加工において発生する切粉は主な加工種類別で、表3に示す6種類となる。このうち、ドリル・ボーリング・座グリの3種類から発生する切粉は長く、つる巻き状になり、絡みあってダンゴ状の切粉になる。ダンゴ状切粉は、製品の凹部に入り排出されない。設備内にも堆積し切粉の山となる。

一方、タップ・フライス・リーマの切粉は大き

表3 機械加工で発生する切粉(アルミ加工)

加工種類	加工目的	刃具図	発生する切粉
ドリル	メクラ部の穴あけ		
ボーリング	最高精度の仕上穴		
座グリ	平坦な座面を作る		
タップ	ネジ穴加工		
フライス	広い巾の平坦な面形成		
リーマ	小径の仕上穴 面粗さ 良好		
からみあって ダンゴ状の切 粉になる 製品の凹部に 入って排出さ れない			
現状レベルで OK			

さも 3~4 mm 以下で小さく、加工中に使用する切削液で流し去ることが可能である。

取組み課題として、ドリル・ボーリング・座グリの切粉 3 種類に対象を絞った。このうちでも、特にボーリングの切粉が細く、つる巻き状で最も処理性が悪いので、最初はボーリングの切粉対策から開始した。

4. 計画及び実験

4.1 テーマ選定と目標設定

3 項に示すように、まずボーリング切粉の細分化から開始した。現状の切粉は右図のようにつる巻き状でからまる切粉である。目標として切粉の流れの簡易テストをして右図のように最大 5 mm まで、半巻き切粉を作ることとした。

刃具メーカーに問い合わせし、実際に社内でテスト加工してもよい結果が得られないで、社内で



大きなつる巻き



よい切粉を作るための開発に着手した。そのため切粉の出来るメカニズムを考えて進めていった。

4.2 実験計画法の採用

切粉を細分化する要因として、図 2 の特性要因図が示すように数多くある。この要因全てをテストするのは非常に効率が悪いため、実験計画法を採用することにした。

特性要因図のうち、経験や文献で大きく影響しそうな要因を選択し、その範囲でまずテストを実

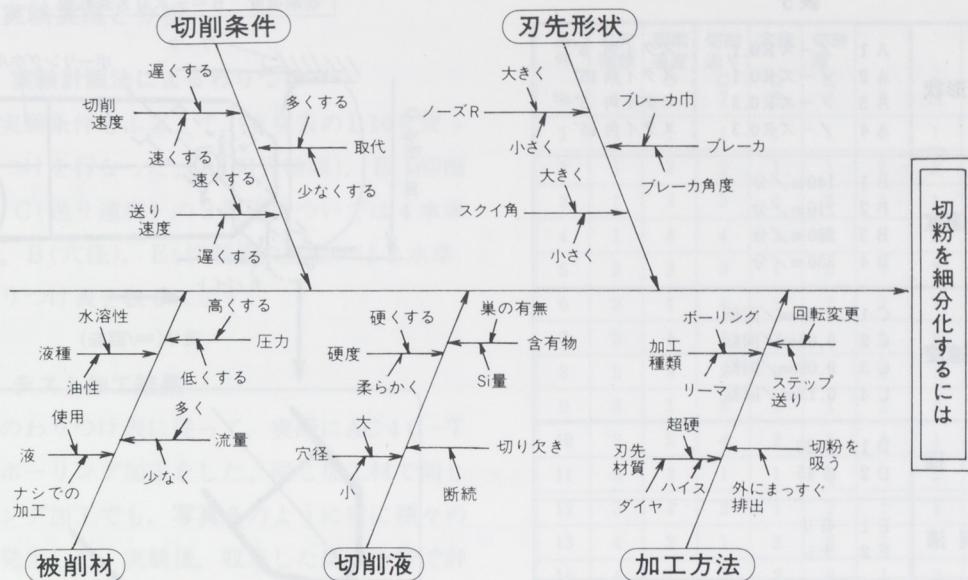


図2 切粉細分化特性要因図

施した。もしこの時選択した要因で切粉が細分化できなかつたら、再び要因を組替えてテストすればよいと判断した。

実験計画法の採用理由として

(1)実験による技術情報の効率アップ

(2)種々の要因の中から目的に合致した要因の探し出しができる。これは、有意条件や寄与率なる表現で数値化され理解しやすい。

実験計画法の中には、分析する段階で多くの手法があるが、今回の目的は切粉を細分化することであるが、その際にも加工精度を確保するか、もしくはより向上させることは前提条件である。従って、切粉の条件と平行して精度条件の検定も実施した。

表4に示すように、切粉の評価はそのまま数値化が困難なため、計数分類した。計数分類とは、切粉を「よい」～「悪い」の5段階区分して評価する方法である。この方法はコーヒーの味の良し悪判定のように官能検査に多用されている。この計数分類の分析法として、累積法がある。

次に精度面への評価としては、加工穴の①面粗

度、②真円度、③円筒度を評価した。これらは計量値であり、そのまま数値計測した値を扱えるので、そのまま直交表を使い分散分析をした。

表4 採用方法

データ種類	手法	今回の適用
計量値…そのまま数値計測できるデータを扱う (例) 引張強さ、電流、質量、長さetc.	そのまま直交表 分散分析	面粗度 真円度 円筒度
計数分類…官能検査等の数値計測不可のデータ (例) 味のよしあし、品物の外観評価etc.	累積法	切粉の評価

4.3 実験条件

特性要因図により表5の5因子をテスト条件に選択した。大きな影響がありそうな因子は4水準(4条件)とし、その他は2水準とした。

ポーリング加工について補足説明する。ポーリングとは、下穴(粗材穴やドリル加工穴)をくり広げて必要な精度を有する穴に仕上げる加工法の

表5

A	刃先形状	A 1 ノーズR0.1	スクイ角 3°
		A 2 ノーズR0.1	スクイ角 15°
		A 3 ノーズR0.3	スクイ角 3°
		A 4 ノーズR0.3	スクイ角 15°
B	切削速度	B 1 140m/分	
		B 2 210m/分	
		B 3 280m/分	
		B 4 350m/分	
C	送り速度	C 1 0.01mm/回転	
		C 2 0.05mm/回転	
		C 3 0.09mm/回転	
		C 4 0.13mm/回転	
D	穴 径	D 1 ϕ 20	
		D 2 ϕ 45	
E	切削液	E 1 有り	
		E 2 ナシ	

ことであり、穴径、真円度、円筒度、真直度、位置度、相互間ピッチ、表面粗さなど、用途に応じそれらを満足させる精度を得ることが可能である。

この加工時に発生する切粉は細長くつる巻き状で、相互にからみ合う。特に仕上げボーリングにおいては、アルミの材質からくる粘つきと削り代が0.25mm程度なため、細く長い切粉が発生し、一段とからみやすい。

ボーリング加工は図3のように、ボーリングホルダの先端に丸バイト（刃先）を取付けて、ホルダを回転させてワークに穴あけをする。この時の切削条件として、

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{切削速度 (単位: m/分)} \\ \text{送り速度 (単位: mm/回転)} \end{array} \right.$$

の2要因がある。切削速度はホルダによって回転されるバイト刃先の接触速度のことで、加工物の面粗度、刃具寿命に大きく影響する。切削速度Bは、 $B = \pi \times D \times \text{回転数}$ で示される。

(Dは加工穴径)

送り速度は穴をあけるに刃具が進む速度のことで1回転あたりの進む長さで示す。

次に刃先形状については、多くの考えがある。一般的に切粉を細分化する場合、ブレーカーとい

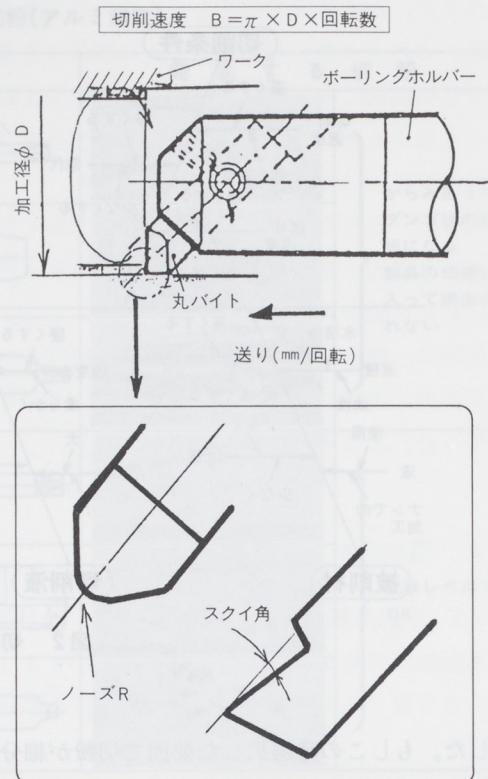


図3

う刃先に段差を付ける方法を採用するが、刃先の再研磨を考えて、ブレーカーなしの方法とした。刃先形状としては、ノーズRとスクイ角を要因に選んだ。ノーズRとは刃先の先端の鋭利度合で切れ味にそのまま影響する。一般的に、ノーズR大程面粗度が向上し、刃先も安定するが、切削抵抗大となる。スクイ角とは刃先が削り込む角度で、被削材の仕上面に対する垂線と工具すくい面（切粉が擦過する切刃仕上面）とのなす角をいう。スクイ角が大きい程、切削抵抗は減少するが、その反面刃先が欠けやすくなる。

その他の要因として、穴径の差異、切削液の有無についても実験要因とした。

5. 実験実施と分析

5.1 実験計画法によるわりつけ

先の実験条件をふまえて、直交表のL16を使ってわりつけを行なった。A(刃先種類), B(切削速度), C(送り速度)の3要因について4水準である。B(穴径), E(切削液の有無)は2水準で、わりつけ表を表6に示す。

5.2 テスト加工結果

表6のわりつけ表に従って、実際にAC4C-T6材のボーリング加工をした。同じ加工材で同じボーリング加工でも、写真3のように実際に種々の切粉が発生した。実験後、収集した切粉を皆で評価した。また、単に切粉が小さければOKではなく、あくまでも要求精度を満たす必要があり、真

表6

条件 No.	刃先 種類 A 1	切削 速度 B 4	切削 送り C 7	穴径 D 5	切削 液 E 6		e 9	e 11	e 12	e 13
1	1	1	1	1	1		1	1	1	1
2	1	2	2	1	1		2	2	2	2
3	1	3	3	2	2		1	1	2	2
4	1	4	4	2	2		2	2	1	1
5	2	2	3	1	2		1	2	1	1
6	2	1	4	1	2		2	1	2	2
7	2	4	1	2	1		1	2	2	2
8	2	3	2	2	1		2	1	1	1
9	3	1	3	2	1		2	2	1	2
10	3	2	4	2	1		1	1	2	1
11	3	3	1	1	2		2	2	2	1
12	3	4	2	1	2		1	1	1	2
13	4	2	1	2	2		2	1	1	2
14	4	1	2	2	2		1	2	2	1
15	4	4	3	1	1		2	1	2	1
16	4	3	4	1	1		1	2	1	2

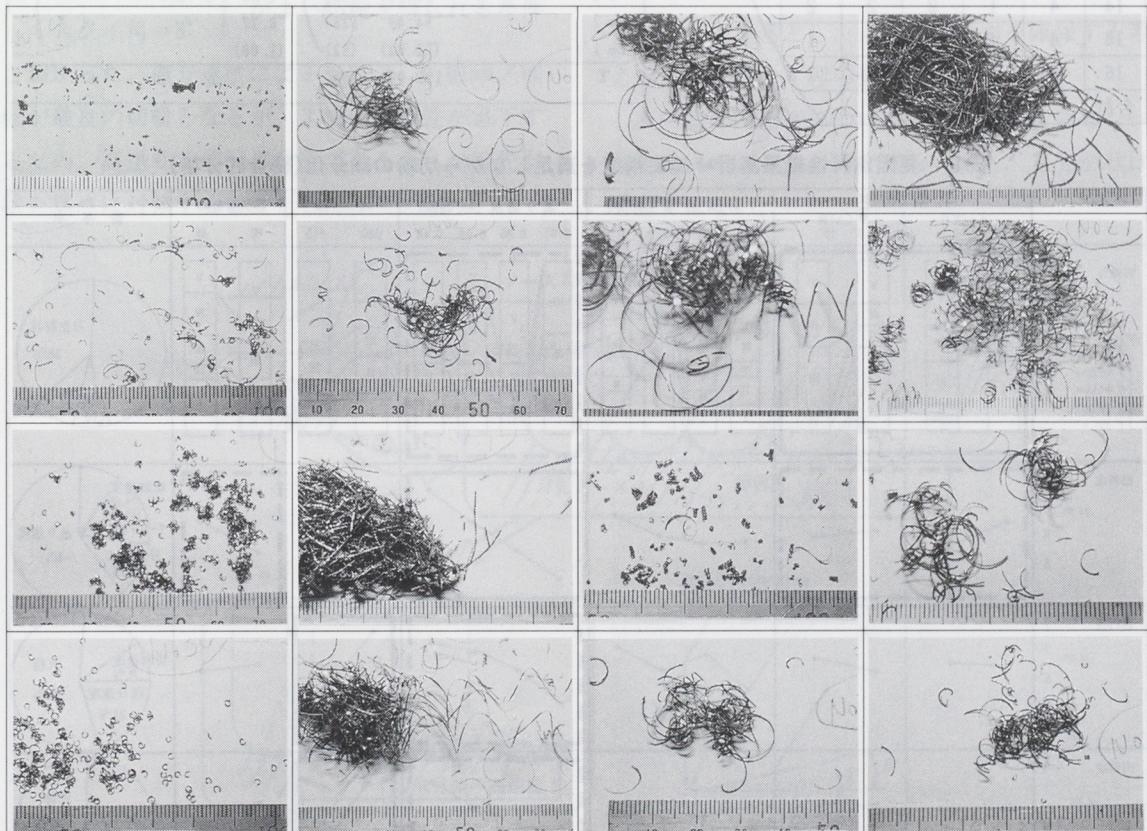


写真3 発生切粉→同じ加工でも発生する切粉は種々

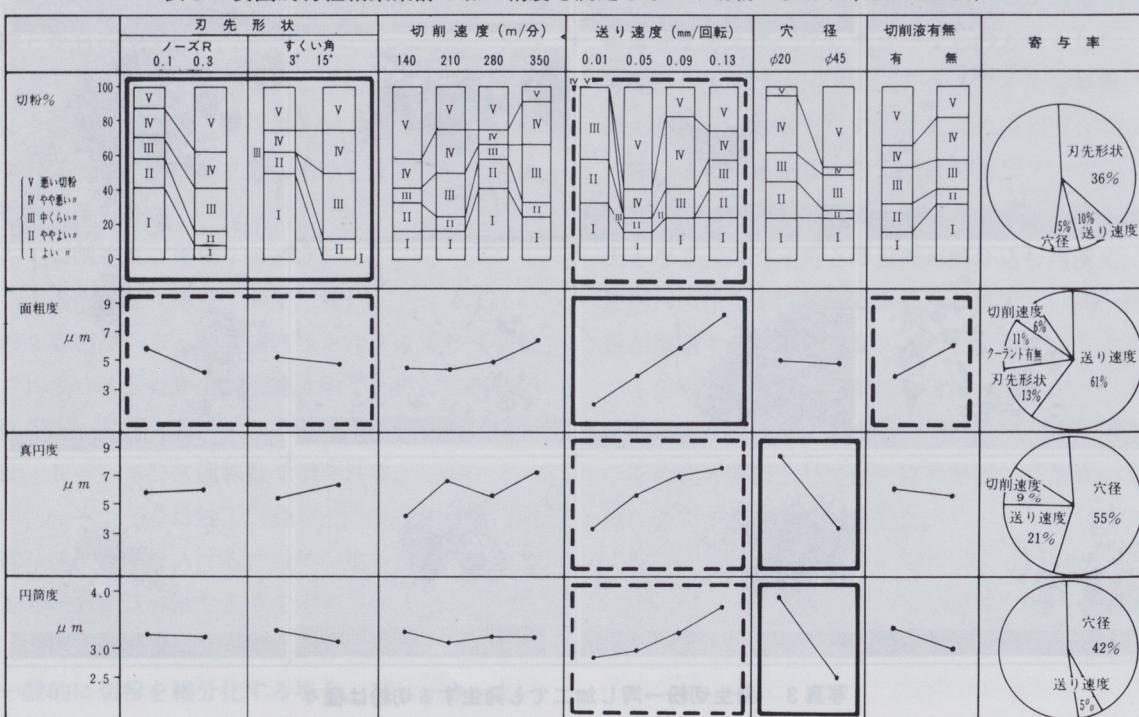
表7 直交表へのわりつけと結果
(数値化困難データの分析に累積法活用)

A よい切粉
B ややよい切粉
C 中くらい切粉
D やや悪い切粉
E 悪い切粉

条件 No.	刃先 種類	切削 速度	切削 送り	穴径	切削 液	e	e	e	e	評価	密度度数					デ 累 積 度 数				
											良い	やや 良い	中	や や 悪 い	悪い	1	2	3	4	5
1	A	1	1	1	1	1	1	1	1	A	2	1	0	0	0	2	3	3	3	3
2	1	2	2	1	1	2	2	2	2	A	2	1	0	0	0	0	2	3	3	3
3	1	3	3	2	2	1	1	2	2	A	3	0	0	0	0	0	3	3	3	3
4	1	4	4	2	2	2	2	2	1											
5	2	2	3	1	2	1	2													
6	2	1	4	1	2	2	2	1												
7	2	4	1	2	1	1	2													
8	2	3	2	2	1	2														
9	3	1	3	2	1	2														
10	3	2	4	2	1	1														
11	3	3	1	1	2	2														
12	3	4	2	1	2	1														
13	4	2	1	2	2	2														
14	4	1	2	2	2															
15	4	4	3	1	1															
16	4	3	4	1	1															
合計																				

		S	f	V	F o	S'	ρ (%)
A	80.74	R	24.15	4	6.04**	20.15	10.5
		θ	29.56	4	7.39**	25.56	13.3
		$R \times \theta$	27.03	4	6.76**	23.03	12.0
B			11.71	12	0.98*	-	
C			31.50	12	2.62	2.62*	19.50
D			13.29	4	3.32	3.32*	9.29
E			4.00	4	1.00*	-	
e 1			16.31	16	1.02	3.78**	
e 2			34.49	128	0.27		
(e 1')			(32.02)	(32)	(1.00)		
T			192.00	188			

表8 要因別特性結果集計→加工精度を満足しながら切粉の細分化(総合的分析)



円度・円筒度・面粗度も評価対象とした。切粉の分析は先に述べた累積法を用いて、よい～悪いの5段階評価した。ここでは累積法の計算手順は省く。精度面では、2回の繰り返しデータに基づく分散分析を実施した。切粉細分化の分析を表7に示す。精度関係の3項目も同様に分析した。

5.3 分析

分散分析によって得られた結果の一覧を表8に示す。この表について、2重線の実線で囲んだ要因は99%の信頼性で有意を示し、破線で囲んだ要因は95%の信頼性で有意を示す。

各項目について

(1)切粉の大きさ

刃先形状に大きく影響を受け、寄与率も36%と高い。次に送り速度に寄与率10%で影響を受ける。さらに最大寄与率の刃先形状については、

$\left\{ \begin{array}{l} \text{ノーズR} = 0.1 \\ \text{スカイ角} = 3^\circ \end{array} \right\}$ がよい切粉を得られる条件

とわかった。速り速度による影響は、0.01mm/回転が最良の切粉となるが、工場の生産性が低下するため、高送りで切粉細分化できるように刃先形状を重点に対策することとした。

(2)面粗度・真円度・円筒度

同様に精度関係の3項目を比較してみると、面粗度面では送り速度が寄与率大で、速くなる程低下する。これは、ノーズRと送り速度fから求まる面粗度の理論式である。

$$\frac{f^2}{8R} \text{ と一致する。}$$

5.4 まとめ

分析結果をまとめると、切粉に対しては刃先形状が大きく寄与し、具体的には

$\left\{ \begin{array}{l} \text{ノーズR小} = R0.1 \\ \text{スカイ角小} = 3^\circ \end{array} \right\}$ が良好とわかった。

しかし表8からも示されるようにノーズRが小となると面粗度が悪くなる。また実際の生産性を考えても、送り速度を向上させたい。その矛盾する事象の解決方法として、刃先にサライ刃を追加して対処した。

サライ刃の方法は、一度削った表面を後刃でサライながら削り落とし、より平坦な面を確保する考え方である。サライ刃の機構を図4に示す。

真円度・円筒度については、上記刃で同等レベルを確保できる。分析上においても、刃先形状は有意ではない。

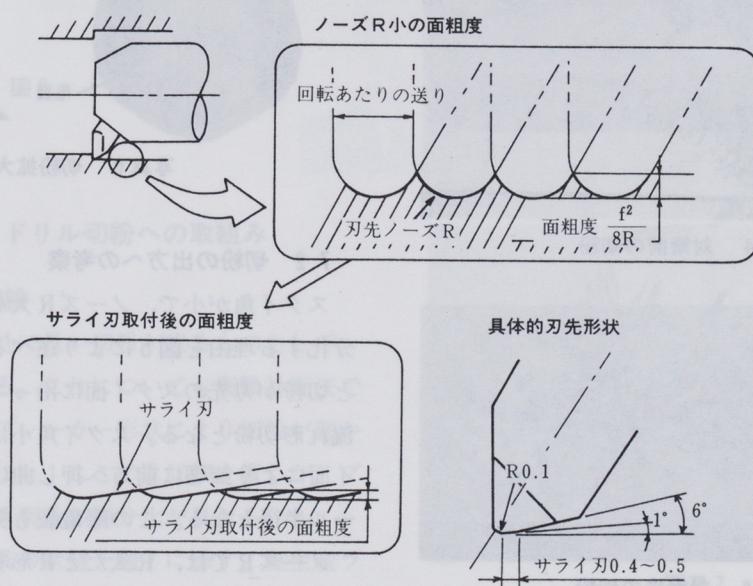
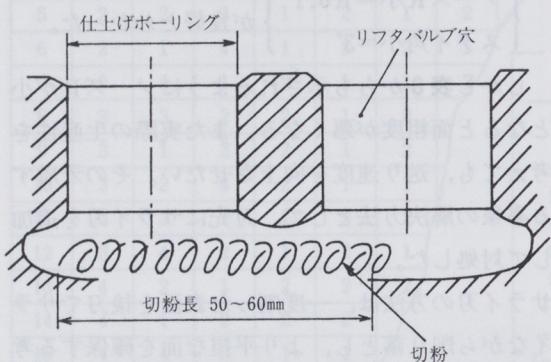


図4

6. 実加工ラインでの適用

先に判明した刃先形状を実際の生産ラインに適用した。最初にヘッドシリンダのリフタバルブに入る穴を対象とした。このリフタバルブ穴仕上げボーリングでは図5のように穴径よりも長い切粉が発生して、洗浄しても切粉がワーク内の凹部から排出されず、オペレータが引っかき棒で排除していた。品質上・安全上問題の工程であった。



対策前に発生していた切粉を写真4に示す。

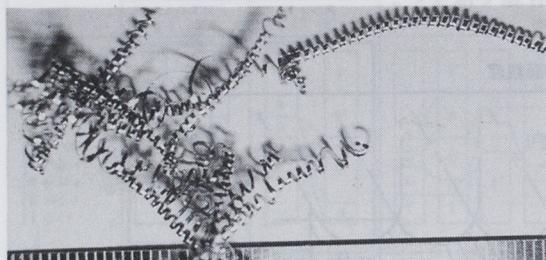


写真4 対策前の切粉

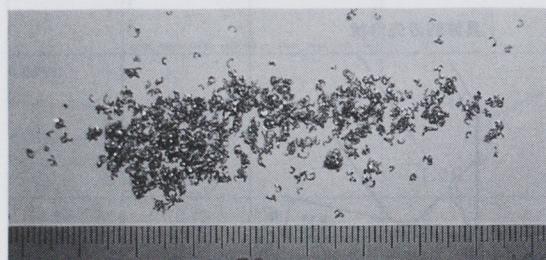


写真5 対策後の切粉

ここに図4の対策バイトの刃先形状を折り込んで加工した所、写真5に示すように直径2~4mm程度の半巻き状の切粉となった。この大きさになるとワーク内の切粉残り、設備内の切粉残りが全くといえるほどなくなった。

この結果、先净工程のみでワーク内切粉残りがなくなり、切粉除去の手作業工数をワーク1個で1分間削減できた。エアブローを廃止し環境向上できた。精度面においても、真円度・円筒度は従来の刃具と同等以上、面粗度も同レベルに確保できた。刃具寿命は従来に対し、20%程向上した。

7. 細分化のりくつ

7.1 切粉の観察

実験結果から得られた切粉の拡大写真6から判断すると、長い切粉は薄く断面に亀裂がない。細分化された切粉は小径で丸くなり、厚い断面で深い亀裂が入っている。この亀裂の発生の有無が、切粉細分化の要因になっている。

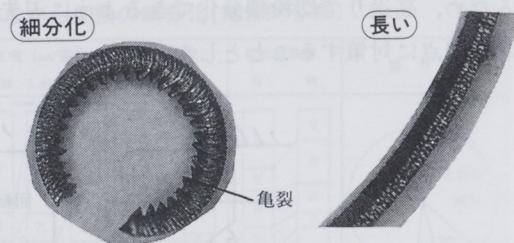


写真6 切粉拡大

7.2 切粉の出方への考察

スクイ角が小で、ノーズR大が、発生切粉を細分化する理由を図5により述べる。スクイ角大だと切粉が刃先のスクイ面に沿って流れやすくなり流れ形切粉となる。スクイ角小は発生切粉がスクイ面により無理に前方へ押し曲げられて小径のカール半径となる。この際亀裂も発生しやすい。

ノーズRでは、R大だとR形状部で削るようになり、断面も長く薄い切粉で排出され、つながり

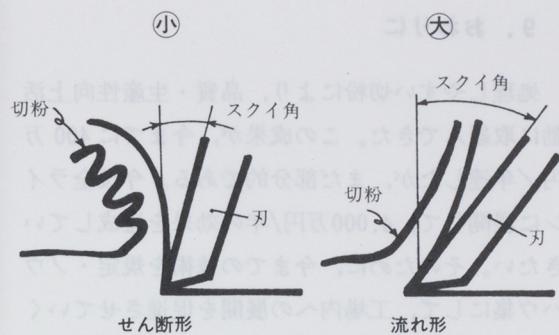


図5 スケイ角

やす。R 小だと削る断面が四角形に近い形となり、断面も短かく厚い切粉となり、しかも円周上で小径に丸くなり剪断されやすい。(図6)

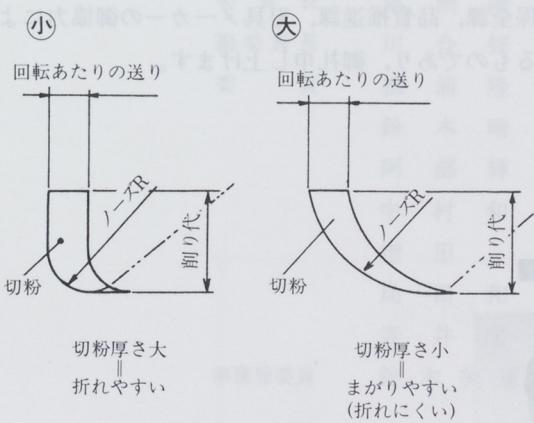


図6 ノーズR

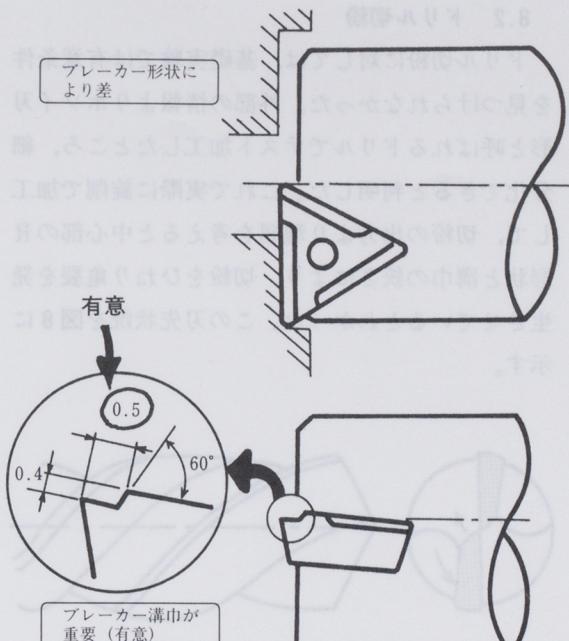
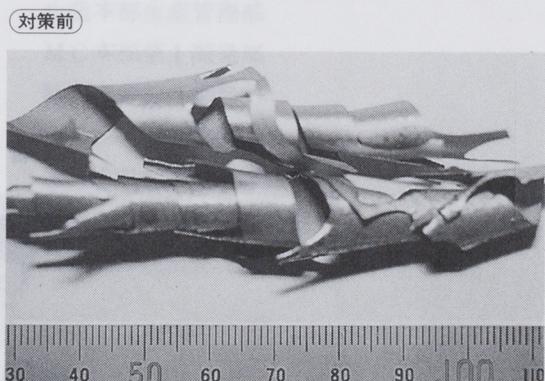


図7



30 40 50 60 70 80 90 100 110



写真7

8. 座グリ・ドリル切粉への取組み

8.1 座グリ切粉

ボーリング以外に長い切粉が出るものとして、座グリ加工がある。これについても実験計画法でテストした所、ブレーカー形状により切粉が細くなる事が判明した。ここでは詳細を省くが、ブレーカ溝巾により切粉の細分化が異なる。

細分化した刃具の状態を図7に示す。実生産ラインでの対策前後の切粉を写真7に示す。

8.2 ドリル切粉

ドリル切粉に対しては、基礎実験では有意条件を見つけられなかった。外部の情報よりホソイ刃形と呼ばれるドリルでテスト加工したところ、細分化できると判明した。これで実際に旋削で加工して、切粉の出方より理屈を考えると中心部のR形状と溝巾の狭さにより、切粉をひねり亀裂を発生させているとわかった。この刃先状況を図8に示す。

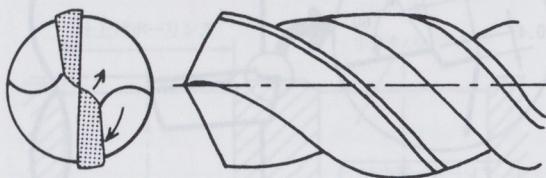


図8

9. おわりに

処理しやすい切粉により、品質・生産性向上活動に取組んできた。この成果が、今までに400万円／年達したが、まだ部分的である。今後全ラインに展開して、4,000万円／年の効果を達成していきたい。そのために、今までの技術を規定・ノウハウ集にして、工場内への展開を促進させていく考えである。

本報告はアルミ部品加工の切粉についてであるが、鋼物加工でも切粉により悪影響を大きく受けている。鋼物加工における切粉対策も今回同様に取組み中である。今回学んだ実験計画法を利用しつつ解決していきたい。

最後に、本報告は、生産31課、生産32課、第4保全課、品質推進課、刃具メーカーの御協力によるものであり、御礼申し上げます。

■著者■



杉浦三夫

写真5 ドリルの切粉

写真6 切削粒度

技報編集委員会

委員長	馬渕 隆義	M C 本部事業企画部
副委員長	川合 修平	鋳造事業部磐田第3工場
委員	松浦 隆男	総務本部海外業務部
	鈴木 晴久	生産本部生産管理部
	阿部 輝夫	M C 本部第1開発部
	中村 和郎	特機事業部企画部
	増田 裕	マリン本部技術部
	島田 和男	A M 事業部 A M 第3技術部
	寺井 康晴	生産企画本部生技開発部
事務局委員	鈴木 美恵子	技術本部技術管理部

ヤマハ技術会 技報 第12号

平成3年9月7日 印刷
平成3年9月20日 発行
(禁無断転載) ©

發行所 〒438 静岡県磐田市新貝2500

ヤマハ発動機株式会社
ヤマハ技術会

登 行 人 長 谷 川 武 彦

編 集 人 ヤマハ技術会技報編集委員会

表紙デザイン 株式会社 亜 輝

印 刷 所 〒432 浜松市米津町1181

桐屋印刷株式会社



YAMAHA
ヤマハ発動機株式会社